



Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg
Hamburg University of Applied Sciences

Bachelorarbeit

Diana Huck

Konstruktion der mechanischen Aufhängung eines Foucaultpendels

*Fakultät Technik und Informatik
Department Maschinenbau und Produktion*

*Faculty of Engineering and Computer Science
Department of Mechanical Engineering and
Production Management*

Diana Huck

**Konstruktion der mechanischen Aufhängung
eines Foucaultpendels**

Bachelorarbeit eingereicht im Rahmen der Bachelorprüfung

im Studiengang Maschinenbau mit Schwerpunkt Entwicklung und Konstruktion
am Department Maschinenbau und Produktion
der Fakultät Technik und Informatik
der Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg

Erstprüfer/in: Professor Dr. Vera Schorbach
Zweitprüfer/in: Professor Dr. Alexandra von Kameke

Abgabedatum: 26.04.2024

Zusammenfassung

Name des Studierenden

Diana Huck

Thema der Bachelorthesis

Konstruktion der mechanischen Aufhängung eines Foucaultpendels

Stichworte

Entwicklung, Konstruktion, Foucault, Pendel, Aufhängung, Konstruktionsmethodik

Kurzzusammenfassung

Diese Arbeit umfasst die Entwicklung und Konstruktion einer Aufhängung für das Foucault Pendel der HAW Hamburg. Dafür wird zunächst der Stand der Technik untersucht und vergleichbare bestehende Pendel in Betracht gezogen und entsprechend eine Anforderungsliste erstellt. Aufbauend folgt das Entwerfen von Konzepten, die Bewertung und anschließende Ausarbeitung des ausgewählten Konzepts. Das Augenmerk liegt hier auf das Finden einer geeigneten Lösung, welches an die Anschlussmaße des bestehenden Antriebs angepasst ist. Abschließend werden alle Zeichnungen der fertigen Konstruktion für die Fertigung erstellt.

Name of Student

Diana Huck

Title of the paper

Design of a mechanic suspension for a Foucault Pendulum

Keywords

Development, design, Foucault, Pendulum, Suspension, Design Methodology

Abstract

This thesis includes the development and design of a Foucault Pendulum Suspension for the HAW Hamburg. For this purpose, the state of technology is first examined and comparable existing pendulums are considered and a list of requirements is created accordingly. This is followed by the design of concepts, the evaluation and subsequent elaboration of the selected concept. The focus is on finding a suitable solution that is adapted to the connection dimensions of the existing actuator. Finally, all drawings of the finished construction are created for production.

VORWORT

Die vorliegende Bachelorthesis zum Thema „Konstruktion der mechanischen Aufhängung eines Foucaultpendels“ wurde eigenständig mit den Vorgaben der Aufgabenstellung erstellt.

An dieser Stelle möchte ich mich bei meiner Betreuerin Frau Prof. Dr. Vera Schorbach für die entworfene Aufgabenstellung und die stets zur Verfügung gestellte Hilfe bedanken.

Insbesondere ist auch dem ehemaligen Prof. Henry Bruhns mein Dank auszusprechen, welcher sich im Ruhestand dazu bereit erklärt hat, mir nicht nur bei Fragen auszuhelfen, sondern auch wertvolle Informationen zum Projekt des Foucault Pendel weitergegeben hat.

Auch Frau Prof. von Kameke ist ein Dank für die Beteiligung an dem Fortschritt der Arbeit auszusprechen. Abschließend möchte ich mich an alle weiteren Beteiligten aus dem Physiklabor bedanken, die immer mit Rat zur Seite standen. Ebenfalls gilt mein Dank den Mitarbeitern der Zentralen Laborwerkstatt, welche mich gerne beraten haben.

Inhaltsverzeichnis

VORWORT.....	III
FORMELZEICHENVERZEICHNIS	VI
TABELLENVERZEICHNIS	VIII
ABBILDUNGSVERZEICHNIS	IX
1. EINLEITUNG	1
2. THORETISCHE GRUNDLAGEN DES FOUCAULT PENDELS.....	2
3. BESTEHENDE FOUCAULTPENDEL.....	5
4. SITUATIONSANALYSE UND ZIELFORMULIERUNG.....	7
4.1 Mechanisches Problem	7
4.2 Belastungsproblem.....	10
4.3 Vergleich zur vorherigen Aufhängung.....	14
4.4 Anforderungsliste	15
5. KONZEPTIONELLE PLANUNG	18
5.1 Morphologischer Kasten	18
5.2 Lösungsprinzipien und Bewertung	19
5.2.1 Erstes Lösungsprinzip – LP1.....	20
5.2.2 Zweites Lösungsprinzip – LP2	21
5.2.3 Drittes Lösungsprinzip – LP3	23
5.2.4 Viertes Lösungsprinzip – LP4	24
5.2.5 Fünftes Lösungsprinzip – LP5	26
5.2.6 Sechstes Lösungsprinzip – LP6	27
5.3 Auswahl der Lösungsprinzipien	29
5.4 Konzeptvarianten	30
5.4.1 Konzeptvariante 1	30
5.4.2 Konzeptvariante 2	31
5.4.3 Bewertung der Konzeptvarianten	33
6. AUSLEGUNG UND BERECHNUNG	35
6.1 Auslegung Führungszylinder	35
6.2 Dynamische Tragfähigkeit von Lager und Buchse	37
6.3 Gewicht am Antriebsbolzen	41
6.4 Pendelseilbestimmung	42
7. KONZEPTENTWURF	44
7.1 CAD-Modell	44
7.2 Stückliste mit Kostenübersicht.....	46

8. MONTAGEANLEITUNG.....	48
8.1 Vormontage.....	48
8.2 Hauptmontage.....	53
9. FAZIT	55
10. QUELLENVERZEICHNIS.....	57
11. ANHANG	58
Technische Datenblätter	58
Zeichnungsableitungen	58
Elektronischer Anhang	59

FORMELZEICHENVERZEICHNIS

a	Innerer Radius am unteren Kreisausschnitt des Charron Rings
A	Querschnittsfläche Kreis
b	Abstand Aufhängung bis zum Charron Ring
d	Innendurchmesser vom Führungsrohr
D	Außendurchmesser vom Führungsrohr
E	E-Modul von Aluminium
F_a	Axiale Belastung am Pendellager
F_{ap}	Maximale axiale Belastbarkeit des Pendellagers
F_{max}	Maximal wirkende Kraft am Pendel
F_{tan}	Tangentialkraftkomponente am Pendel
$F_{tan,c}$	Angreifende Kraft auf den Charron Ring im 1. Belastungsfall
$F_{tan,p}$	Angreifende Kraft auf den Charron Ring im 2. Belastungsfall
$F_{tan,p,\perp}$	Senkrecht auf den Charron Ring angreifende Kraft im 2. Belastungsfall
$F_{tan,x}$	In x-Richtung wirkende Tangentialkraft
F_v	Vorschubkraft des Linearmotors
ϕ_c	Winkel zum Charron Ring im 1. Belastungsfall
ϕ_{max}	Maximal zulässiger Schrägungswinkel beim Pendellager
ϕ_p	Winkel des Pendelausschlags im 2. Belastungsfall
g	Erdbeschleunigung
I	Flächenträgheitsmoment vom Hohlkreis
K	Äquivalenzfaktor zur Lebensdauerberechnung von Kugelbuchsen
l_c	Hebelarm Fadenaufnahme bis Antriebsbolzen
l_F	Länge des Führungsrohrs
l_{max}	Maximal möglicher Hebelarm vom Antriebsbolzen bis zum Charron Ring
l_p	Hebelarm Charron Ring Unterkante bis Antriebsbolzen
$L_{10h,P}$	Lebensdauer des Pendellagers
$L_{10,P}$	Nominelle Lebensdauer des Pendellagers
$L_{h,K}$	Lebensdauer der Kugelbuchse
L_K	Nominelle Lebensdauer der Kugelbuchse

m	Masse des Pendelkörpers
m_{Ap}	Masse der Aufschraubplatte
m_C	Masse des Charron Rings
m_{Fz}	Masse des Führungszylinders
m_{Ges}	Gesamtmasse der Bauteile am Antriebsbolzen
m_{Gf}	Masse des Gewindeflansch
m_{max}	Maximal zusätzliche Masse am Antriebsbolzen
m_{Pl}	Masse des Pendellagers
M_I	Moment am Antriebsbolzen im 1. Belastungsfall
M_{II}	Moment am Antriebsbolzen im 2. Belastungsfall
M_{max}	Maximal wirkendes Moment auf das Führungsrohr
P_C	Belastung an der Kugelbuchse
P_{Ges}	Addition aus den Belastungen an der Kugelbuchse
P_P	Belastung am Pendellager
P_U	Äquivalente Belastung des wirkenden Moments auf die Kugelbuchse
s_{max}	Maximale Durchbiegung Pendelseil
σ_b	Biegespannung
σ_{max}	Maximale Spannung im Führungsrohr
σ_Z	Zugspannung
V_{Ap}	Volumen der Aufschraubplatte
V_{Fz}	Volumen des Führungszylinders
W	Biege widerstandsmoment vom Kreisquerschnitts
$w(l_F)$	Durchbiegung am Führungsrohr

TABELLENVERZEICHNIS

Tabelle 1 - Anforderungsliste	16
Tabelle 2 - Seilwerte	42
Tabelle 3 – Vormontage	50
Tabelle 4 - Hauptmontage.....	53

ABBILDUNGSVERZEICHNIS

Abbildung 1 - Gravitationsraft.....	2
Abbildung 2 - Zentrifugalkraft	3
Abbildung 3 - Aufhängung am Kirchhoff-Institut für Physik in Heidelberg (Müller, 2003).....	5
Abbildung 4 - Alter Aufbau der Pendelaufhängung	7
Abbildung 5 - CAD Aufbau, aktuell	8
Abbildung 6 - Skizze, aktuell.....	9
Abbildung 7 - Belastungsfall 1: Antriebsbolzen.....	10
Abbildung 8 – Belastungsfall 2: Antriebsbolzen	12
Abbildung 9 - Fadenklemme: Alte Aufhängung	14
Abbildung 10 - Alte Aufhängung 2	15
Abbildung 11 - Alte Aufhängung 1	15
Abbildung 12 - Morphologischer Kasten.....	18
Abbildung 13 - Morphologischer Kasten mit Lösungsvarianten	19
Abbildung 14 - Skizze: LP1	20
Abbildung 15 - Skizze: LP2	22
Abbildung 16 - Skizze: LP3	23
Abbildung 17 - Skizze: LP4	25
Abbildung 18 - Skizze: LP5	26
Abbildung 19 - Skizze: LP6	28
Abbildung 20 - Bewertung der Konzeptvarianten.....	29
Abbildung 21 - Konzeptvariante 1 - Führungszylinder	31
Abbildung 22 - Konzeptvariante 2: Schienensystem.....	32
Abbildung 23 – Punktebewertung.....	33
Abbildung 24 - Bewertung der Konzeptvarianten.....	33
Abbildung 25 - Länge des Führungszylinder.....	35
Abbildung 26 - Skizze: Berechnung Führungsrohr	36
Abbildung 27 - Axial- und Radialkomponente.....	38
Abbildung 28 – Entwurfskonzept	45
Abbildung 29 – Kostenübersicht & Stückliste	46
Abbildung 30 - Plexiglasgehäuse	48
Abbildung 31 - Antrieb mit Nutzensteinbefestigung	49
Abbildung 32 – Montagebild 1	50
Abbildung 33 - Montagebild 2.....	50
Abbildung 34 - Montagebild 3.....	50
Abbildung 35 - Montagebild 4.....	50
Abbildung 36 - Montagebild 5.....	51
Abbildung 37 - Montagebild 6.....	51
Abbildung 38 - Montagebild 7.....	51
Abbildung 39 - Montagebild 8.....	51
Abbildung 40 - Montagebild 9.....	52
Abbildung 41 - Montagebild 10.....	52
Abbildung 42 - Montagebild 11.....	53
Abbildung 43 - Montagebild 12.....	53
Abbildung 44 - Montagebild 13.....	53
Abbildung 45 - Montagebild 14.....	54

Abbildung 46 - Montagebild 15..... 54

1. EINLEITUNG

Diese vorliegende Arbeit entsteht im Rahmen meiner Bachelorarbeit im Maschinenbau mit dem Schwerpunkt Entwicklung und Konstruktion an der Fachhochschule Hamburg. Das Foucault'sche Pendel der HAW Hamburg erhielt 2020 einen neuen Antrieb und hängt seither nicht mehr an seinem ursprünglichen Platz im 5. Stock des BT21.

Die Aufhängung eines Foucault'schen Pendels spielt eine wesentliche Rolle für die Inbetriebnahme, da sie die auftretenden Kräfte und Momente entsprechend abfangen und präzise sowie stabil ausgelegt sein muss, um ein möglichst genaues Pendeln der Kugel zu ermöglichen. Die bisherige Aufhängung ist nicht auf die neuen Anforderungen des Linearantriebs ausgelegt und erfüllt nicht das Ziel eines langfristig funktionierenden Pendels. Daher ergibt sich die Aufgabenstellung, eine neue Aufhängung gemäß den neuen Anforderungen zu konstruieren.

Zu Beginn erfolgt eine Einführung in den Foucault Effekt, um das Grundlagenwissen in das Themengebiet zu setzen. Im nachfolgenden wird das bestehende Problem identifiziert und mit ähnlichen aktuellen Aufhängungen von Pendeln verglichen. Auch die vorherige Aufhängung wird berücksichtigt. Die weitere Vorgehensweise orientiert sich an die Konstruktionsmethodik aus Pahl/Beitz (Hrsgg. Feldhusen & Grote, 2013), welche das methodische Konstruieren nach VDI 2221 verwendet. Dabei ist es wichtig, möglichst viele Lösungsvarianten zu betrachten und jede Möglichkeit zur Lösung der einzelnen Teilfunktionen zu untersuchen. Diese Teillösungen werden kombiniert und bewertet, und die jeweils ausgewählten Lösungsvarianten werden weiter ausgearbeitet. Auf diese Weise entsteht ein klarer Lösungsweg, der begründet und reproduzierbar ist. Nachfolgend erfolgt die Auslegung der einzelnen Bauteile, um die Dimensionen festzulegen.

Als Endergebnis steht die vollständige Konstruktion inklusive einer Kostenübersicht, einer Montageanleitung und einer Stückliste zur Verfügung, die zur Freigabe für die Fertigung und Montage bereit ist.

2. THORETISCHE GRUNDLAGEN DES FOUCAULT PENDELS

Das Foucault'sche Pendel erhielt seinen Namen durch den französischen Physiker Léon Foucault (18.09.1819 bis 11.02.1868), welcher den Versuch erstmals 1851 in seinem Keller durchführte, in welchem er ein zwei Meter langes Pendel nah über dem Boden pendeln ließ und seine Bewegung genau markierte. Die Beobachtung ergab eine Drehung der Pendelebene, wobei die wirkenden Kräfte durch die Erdanziehung entstehen. Als Schlussfolgerung konnte sich also lediglich die Erde unter dem Pendel wegdrehen, wodurch er mit diesem Versuch die Erdrotation bewiesen hat.

Das Pendel ist aus einer Pendelmasse, angebracht am Ende eines langen Fadens, aufgebaut. Der Massenschwerpunkt soll hierbei der Schwerpunkt des hängenden Pendelkörpers sein. Die Umlaufzeit der Pendelachse hängt vom Breitengrad, an dem das Pendel hängt, ab und beträgt in Deutschland etwa 30 Stunden für eine volle Umdrehung. Zum Vergleich schwingt ein Pendel an der Polarachse im Nord- bzw. Südpol 24h für eine volle Umdrehung. Wiederum ist am Äquator keine Drehung wahrzunehmen, da der Breitengrad bei $\phi=0^\circ$ liegt und die Erdoberfläche somit keine Rotationsbewegung, sondern eine reine Translationsbewegung durchführt.

Beim Schwingen des Foucault'schen Pendels geht dem Vorgang durch Reibung und weitere Störeinflüsse Energie verloren, welche dem System von außen wieder zugesetzt werden müssen. (Baumann, o.D.)

Für einen Überblick der wirkenden Kräfte auf das Pendel, folgt hier eine Auflistung in Anlehnung an das Kapitel 2.3 der Staatsexamenarbeit (Müller, 2003):

1. Eine wichtige Komponente ist die **Gravitationskraft**, welche das Pendelgewicht in Richtung Erdmittelpunkt zieht. Diese Kraft sorgt dafür, dass das Pendel immer wieder in seine Ruhelage zurückschwingt. Ihr Wert bleibt beim Pendeln der Masse konstant und verändert sich nicht.

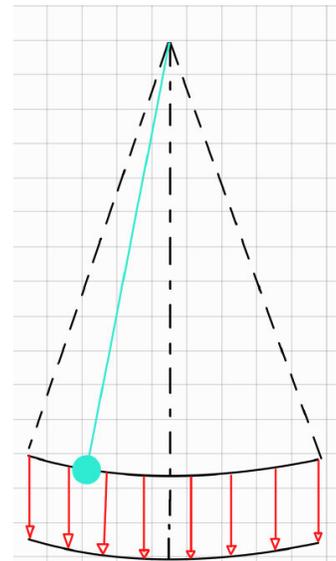


Abbildung 1 - Gravitationskraft

Gewichtskraft:

$$F_G = m \cdot g \quad (2.1)$$

2. Durch die **Trägheit** kommt die Pendelkugel in der Ruhelage nicht zum Stehen, sondern schwingt weiter zur Vollauslenkung.
3. Die **Zentrifugalkraft**, die aufgrund der Erddrehung auftritt, steht orthogonal zur Erdachse und spielt mitunter der Gravitationskraft eine Rolle in den Berechnungen. Sie ist jeweils im Nulldurchgang am höchsten und läuft beim Ausschlagen gegen Null.

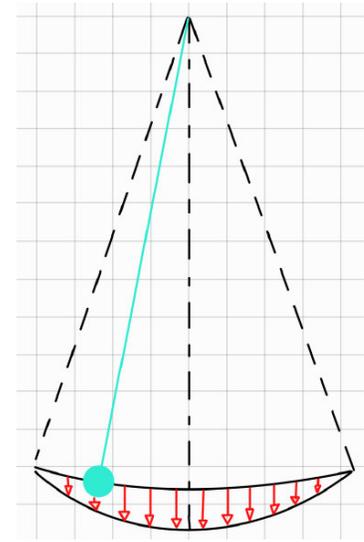


Abbildung 2 - Zentrifugalkraft

Zentrifugalkraft:
$$\vec{F}_Z = m\vec{\omega} \times (\vec{r} \times \vec{\omega}) \quad (2.2)$$

4. Die **Luftreibung** reduziert die Auslenkung des Pendels bei jedem Ausschlag, bis das Pendel zur Ruhe kommt. Dieser Verlust wird an dem vorgesehenen Pendel in der HAW Hamburg durch das Rauf- und Runterheben des Pendels ausgeglichen. Dies wird durch ein Linearmotor realisiert, welcher bei Nulldurchgang die Masse anhebt und bei vollem Ausschlag um denselben Betrag wieder herabsenkt. Diese Methodik entstammt aus der Publikation von H. J. Schlichting (1991).
5. Im BT-Gebäude kommt es vermehrt zu **Luftströmen** beim Aufziehen der Türen, was zu seitlichen Abweichungen der Pendelschwingung führen kann. Dieser Effekt ist unerwünscht, denn die Pendelebene soll so gut wie möglich beibehalten werden, ohne elliptische Bahnen zu entwickeln. Diese Abweichungen werden mit Hilfe eines Charron-Rings, der zentrisch unterhalb der Seilauflage angebracht ist, gedämpft. Indem sich das Seil, während dem Schwingen an den Charron Ring anlegt und somit genau diese Störbewegungen mit Reibungskraft kompensiert werden.
6. Die Kraft, welche für die sichtbare Drehung des Pendels auf der Erdoberfläche verantwortlich ist, ist die **Corioliskraft**. Sie ist eine Scheinkraft, abhängig von der Winkelgeschwindigkeit, woraus die Drehung der Pendelebene gegenüber der Erdoberfläche resultiert.

Corioliskraft:
$$\vec{F}_C = 2m\vec{v} \times \vec{\omega} \quad (2.3)$$

Mit diesem theoretischen Wissen kann im nächsten Kapitel ein Ziel formuliert werden, welches einen Ausblick auf die Anforderungen einer solchen Aufhängung gibt.

3. BESTEHENDE FOUCAULTPENDEL

In Deutschland gibt es mehrere hängende Foucault'sche Pendel, die größtenteils alle durch elektromagnetische Energie angetrieben werden. Diese Methode, ein Pendel in Bewegung zu halten, spart die Notwendigkeit einer aufwendigen Aufhängung, ist jedoch antriebstechnisch komplexer ausgelegt. Um dennoch eine annähernd vergleichbare Aufhängung zu betrachten, werden einige dieser Pendel genauer untersucht.

Zum einen kam die Aufhängung des deutschen Museums in Frage. Dort ist das Pendel **kardanisch** gelagert und deckt somit alle möglichen Bewegungsrichtungen des Pendels ab. Hierfür werden 4 Einzelteile so zusammengefügt, dass das Pendel jeweils in zwei Richtungen schwingen kann. Die Idee einer kardanischen Aufhängung kam auch schon in vorherigen Untersuchungen in Bezug auf das bestehende Pendel der HAW Hamburg auf (Bruhns, 2021).



Abbildung 3 - Aufhängung am Kirchhoff-Institut für Physik in Heidelberg (Müller, 2003)

Ein weiteres Pendel am Kirchhoff-Institut für Physik in Heidelberg realisiert die Aufhängung als Deckenkonstruktion, indem zwei Deckenplatten mit einer weiteren dritten Halteplatte für den Charron Ring durch Abstandsstangen verbunden werden (siehe Abbildung 3) Für die Führung befindet sich in der Mitte jeder Platte eine Bohrung. Das Stahlseil wird zwischen zwei Stahlplatten geklemmt und erfährt somit eine starre Verbindung.

Das Seil des Pendels in Münster, wessen Aufhängung an der Decke einer Kuppel montiert ist, wird ebenfalls zwischen zwei Stahlplatten eingeklemmt. Weiter unten befindet sich der Charron Ring und hat einen fixen Abstand zur Fadenaufnahme. Angetrieben wird auch hier das Pendel über einen Elektromagneten unter der Bodenplatte, welcher genau abgestimmt und ausgerichtet ist.

Der große Unterschied unserer Aufhängung zu den bestehenden Konzepten besteht in der unterschiedlichen Art und Weise wie das Pendel angetrieben wird. Dieser Punkt ist ein wichtiges Kriterium, wenn es um die Konstruktion einer geeigneten Aufhängung geht, wodurch genannte Konzepte nicht komplett geeignet sind für das bestehende Problem. Hier spielt der Punkt 1.2 der Anforderungsliste eine entscheidende Rolle.

Mit diesen Ideen und Wissenshintergründen beginnt die konzeptionelle Planung im nächsten Kapitel.

4. SITUATIONSANALYSE UND ZIELFORMULIERUNG

Um die Ursache des stetigen Abreißens des Seils zu ermitteln, gilt es sich die bisherige Konstruktion im Detail zu betrachten und auch beanspruchungsmäßig zu schauen, welche Belastungen an der Aufhängung herrschen.

Das Ziel am Ende dieser Arbeit ist es, ein funktionsfähiges und fertiges CAD-Modell einer Aufhängung, welches den identifizierten Anforderungen aus dem Unterkapitel 3.4 entsprechen und die Aufgabe erfüllt, die an der Pendelmasse wirkenden Kräfte aufzufangen und ein Pendeln in der Ebene ermöglichen.

Die Herausforderung ist hierbei das Anpassen des Aufbaus an den vorhandenen Antrieb, welcher wesentlicher Bestandteil des Pendels sein soll.

4.1 Mechanisches Problem

Um zu verstehen, wo die Schwachstellen der aktuellen Aufhängung liegen, wird sie mit bestehenden und vorherigen Konzepten verglichen und kritisch bewertet. Aus vorherigen Erkenntnissen, nach dem Entwickeln des neuen Antriebs mit dem Raspberry Pi 4, soll das Stahlseil nach mehreren Stunden der Inbetriebnahme an der Unterkante der Bohrung des Zylinders reißen.

Der Aufbau ist simpel gehalten und besteht aus zwei aneinandergeschraubten Zylindern.

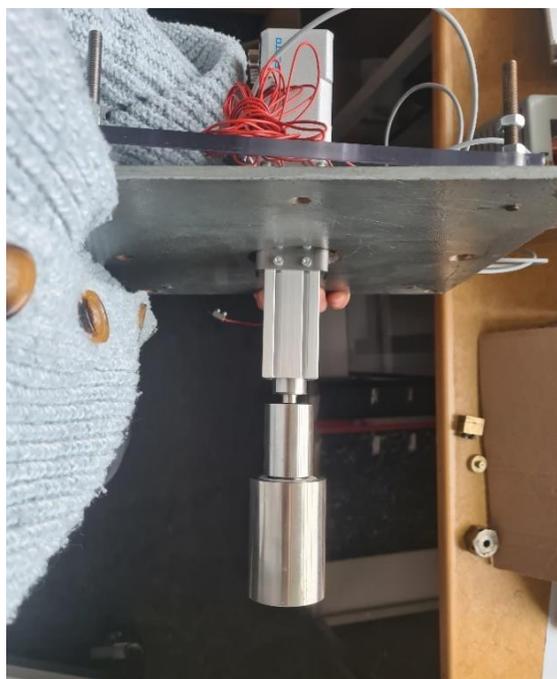


Abbildung 4 - Alter Aufbau der Pendelaufhängung

Die Fadenaufnahme in Abbildung 4 befindet sich im oberen Zylinder und der untere Zylinder bildet den Charron Ring ab.

Um diese Situation genauer nachzuvollziehen, wird das Modell in Creo visualisiert.

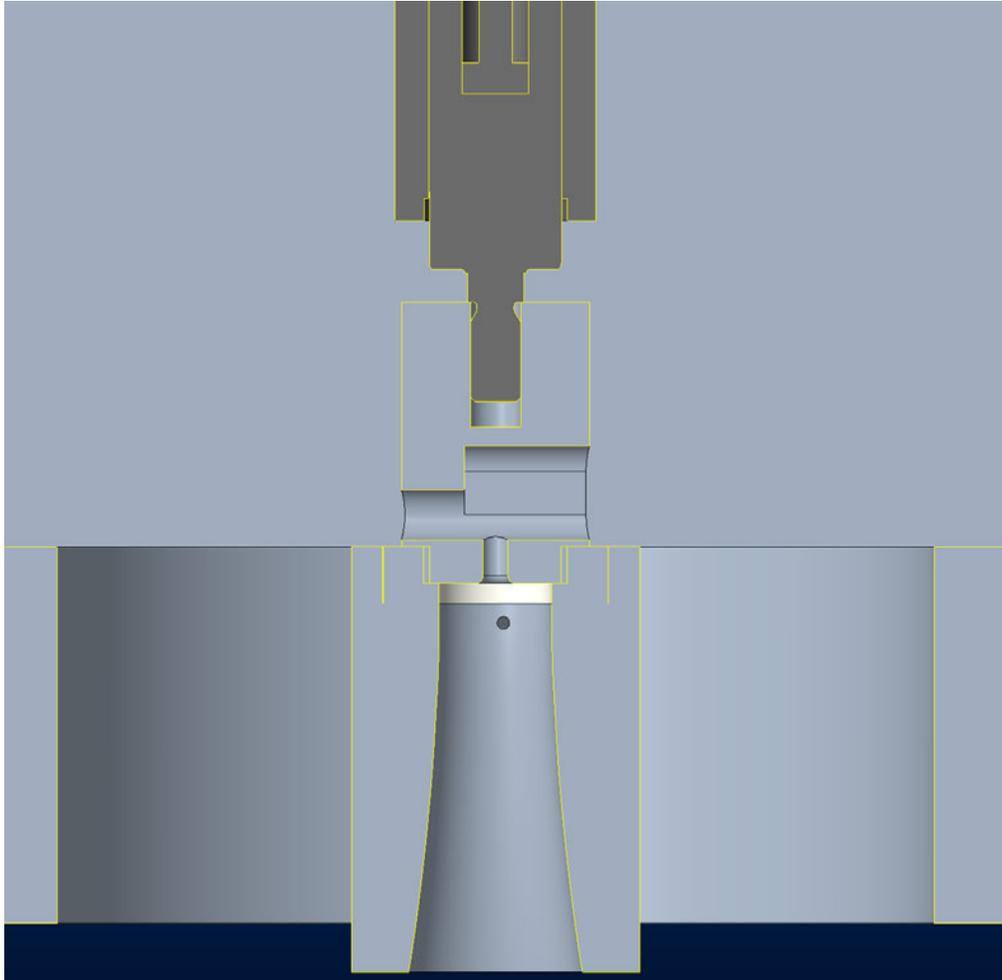
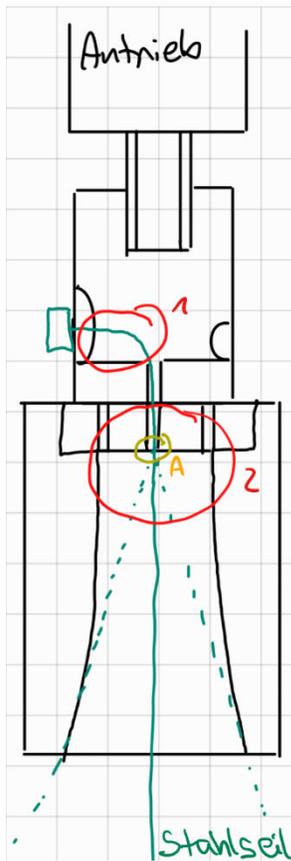


Abbildung 5 - CAD Aufbau, aktuell

In dieser Abbildung ist der Zusammenbau des Pendels dargestellt, wie er heute besteht. In dunklem grau ist der Zylinder des Antriebs zu sehen, die Anbindung zum Charron Ring wird durch einen sogenannten „Adapter“ realisiert, welcher eine Bohrung für das Pendelseil besitzt. Der Charron Ring ist somit das unterste Bauteil in der Abbildung und hat eine speziell konisch gefräste innere Form, damit das Seil sich gleichmäßig an die Kanten schmiegen kann. Dieser Charron Ring vermindert unter anderem, die in der Aufhängung entstehenden Zugspannungen, sowie es auch eventuell auftretende elliptische Pendelbahnen verhindert.

Bei einem Telefonat mit Herrn Dr. Klaus-Jürgen Tombrink, welcher sich der Konstruktion des Foucault'schen Pendels in der Kunsthalle Münster widmete, erhielt ich den Hinweis, die Entfernung des Aufhängepunkts zum Charron Ring zu erhöhen (persönliche Kommunikation, 19.

Januar 2024). Dies führt zu einer genaueren Untersuchung des derzeitigen Aufbaus. Durch die neuen Erkenntnisse entsteht nun folgende Skizze.



1. Knick im Pendelseil
 2. Anschmiegen des Pendelseils an den Charron Ring nicht vorhanden
- A. Angefaste Bohrung -> Stahlseil reißt stetig an dieser Stelle

Abbildung 6 - Skizze, aktuell

In der Skizze in Abbildung 6 ist kenntlich gemacht, was zu einem stetigen Abreißen des Stahlseils geführt hat, was folgend nochmals genauer erläutert wird:

1. Das Stahlseil, welches die Pendelmasse trägt, besitzt am oberen Ende einen Knick und durch die rotatorische Bewegung der Erdoberfläche und somit der Aufhängung, begünstigt es die Verdrillung.
2. Die Ursache des Abreißen des Stahlseils liegt hier im angezeigten Bereich. Das Pendelseil soll sich gleichmäßig an den Charron Ring schmiegen, wird hierbei aber durch die kleine Bohrung des ersten kleineren Zylinders daran verhindert. Das Pendelseil berührt das Ende der Bohrung im markierten Punkt A und nutzt keinesfalls die komplette Oberfläche des Charron Rings zum Ausgleich der Störeinflüsse. Stattdessen berührt er die Unterkante des Charron Rings, wodurch die Funktion des Bauteils in dieser Aufhängung nicht vollumfänglich genutzt wird. Durch die punktuelle Berührung des Pendelseils an der Unterkante der Bohrung, erfährt es dort eine Belastung und reißt dadurch nach einigen Stunden an genau dieser Stelle.

4.2 Belastungsproblem

Um auch die Statik im bisherigen System nachzuvollziehen, wird in diesem Kapitel eine grobe Berechnung der an der Aufhängung einwirkenden Kräfte und Momente durchgeführt. Dies dient dazu, auch die Belastungen im Auge zu behalten und klarzustellen, wo welche Kräfte angreifen und ob die bisherigen Bauteile den Belastungen standhalten. Für die Berechnungen werden vor allem die Gewichtskraft wie auch die Zentrifugalkraft (siehe Kapitel 2) in Betracht gezogen.

Hierfür folgt nun eine Abbildung der Skizze mitsamt einer Berechnung der Belastung am Aufhängepunkt, wobei zwei Fälle betrachtet werden:

- I. Die Belastung am Bolzen bei Berührung des Charron Rings
- II. Die Belastung am Bolzen bei voll ausgeschlagenem Pendel

- I. Berücksichtigt wird hier die Gewichtskraft F_G , welche lotrecht zur Erdoberfläche zeigt. Diese Kraft wird in zwei Teilkräfte, der Zugkraft F_Z und der Tangentialkomponente F_{\tan} , zerlegt. Die Zugkraft verläuft entlang der Achse des Seils und beansprucht dementsprechend ausschließlich das Seil. Die tangential Komponente sorgt für das Zurück pendeln in die Gleichgewichtslage und verursacht hier eine angreifende Kraft im Aufhängepunkt (siehe Abbildung 7)

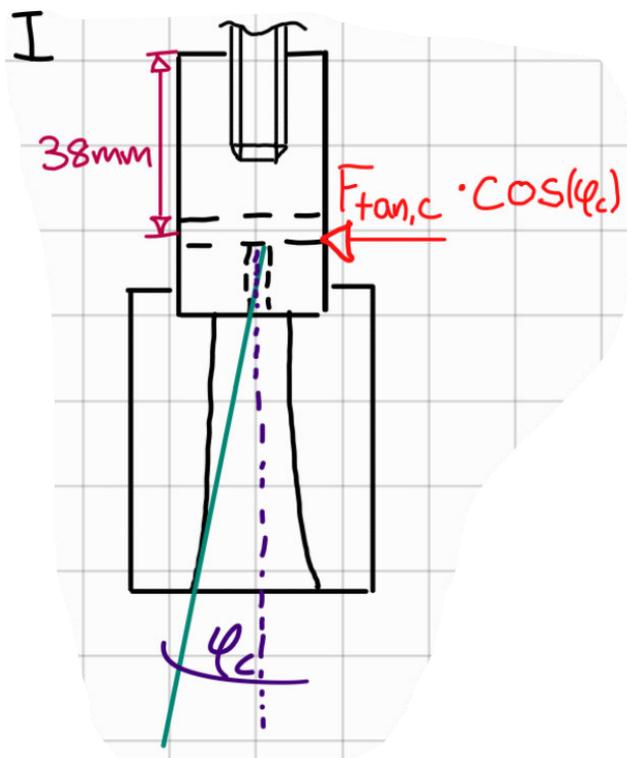


Abbildung 7 - Belastungsfall 1: Antriebsbolzen

Der Ausschlagwinkel bis zum Kontaktpunkt berechnet sich aus der Abmessung vom Aufhängepunkt bis zum Bolzen.

Winkelberechnung mit den Abmessungen am Charron Ring:

$$\phi_c = \arctan\left(\frac{13,86\text{mm}}{69,47\text{mm}}\right) = 11,28^\circ \quad (4.1)$$

Kräfteberechnung an der Fadenaufnahme:

$$F_{tan,c} = m \cdot g \cdot \sin(\phi_c) \quad (4.2)$$

$$F_{tan,c} = 6,05\text{kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot \sin(11,28^\circ) = 11,61\text{N}$$

Moment am Antriebsbolzen:

$$M_I = F_{tan,c} \cdot \cos(\phi_c) \cdot l_c \quad (4.3)$$

$$M_I = 11,61\text{N} \cdot \cos(11,28^\circ) \cdot 0,038\text{m} = \mathbf{0,433Nm}$$

Da der Bolzen des Antriebs die schwächste Stelle darstellt, wird das Biegemoment hier bestimmt und ergibt sich zu 0,43Nm.

- II. Im zweiten Fall bei ausgeschlagenem Pendel ist durch das Angreifen am unteren Teil des Charron Rings ein größerer Hebelarm vorhanden. Zudem ist der Winkel der Auslenkung größer, wodurch auch die tangentielle Komponente zunimmt. Hierfür werden ungefähr die Abmessungen des komplett ausgeschlagenen Pendelseils, ohne Störeinfluss des Charron Ringes genommen, da die Werte sich hierdurch nur minimal verändern (siehe Abbildung 8)

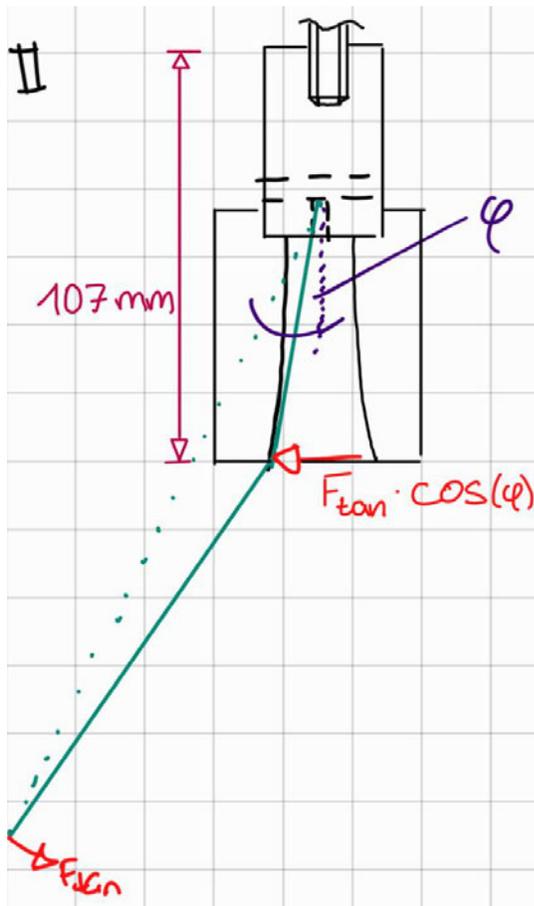


Abbildung 8 – Belastungsfall 2: Antriebsbolzen

Winkelberechnung mit den Abmessungen der gesamten Pendellänge:

$$\phi_p = \arctan\left(\frac{2m}{9m}\right) = 12,84^\circ \quad (4.4)$$

Kräfteberechnung an der Fadenaufnahme:

$$F_{tan,p} = m \cdot g \cdot \sin(\phi_p) \quad (4.5)$$

$$F_{tan,p} = 6,05kg \cdot 9,81 \frac{m}{s^2} \cdot \sin(12,84^\circ) = 13,19N$$

Kräfteberechnung senkrecht zum Charron Ring:

$$F_{tan,p,\perp} = F_{tan,p} \cdot \cos(\phi_p) \quad (4.6)$$

$$F_{tan,p,\perp} = 13,19N \cdot \cos(12,84^\circ) = 12,86N$$

Moment am Antriebsbolzen:

$$M_{II} = F_{tan,p,\phi} \cdot l_p \quad (4.7)$$

$$M_{II} = 12,86N \cdot 0,107m = \mathbf{1,38Nm}$$

Der Winkel liegt in diesem Fall bei $12,84^\circ$ und durch den vergrößerten Hebelarm wirkt ein Moment von $1,38Nm$ auf den Bolzen.

Mit einem Blick auf das Datenblatt (siehe Anlage – Antriebseinheit) für das zulässige Biegemoment des M8 Bolzens am Antrieb beträgt dieser $1,5Nm$ und hält dieser Belastung mit einer Sicherheit von knapp $1,1$ stand.

In der Praxis jedoch bewegt sich die gesamte Antriebseinheit bei Ausschlag des Pendels. Dadurch verfälscht es den Winkel des Angriffspunktes beim Charron Ring. Dies soll im Idealfall nicht geschehen, damit der Charron Ring seinen Zweck, die Störeinflüsse beim Pendeln optimal zu dämpfen, erfüllen kann. Zusätzlich ist für die optimale Nutzung der Wirkung des Charron Rings ein größerer Abstand zur Fadenaufnahme vorzusehen. Aus diesem Grund ist es unerlässlich die auftretenden Belastungen durch den Aufbau der Antriebseinheit aufzufangen.

Umgekehrt gerechnet kann unter Berücksichtigung des maximalen Biegemoments von $1,5Nm$ der maximale Abstand des Bolzens zum Charron Ring errechnet werden:

$$l_{max} = \frac{M_{max}}{F_{tan} \cdot \cos(\phi_p)} \quad (4.8)$$

$$l_{max} = \frac{1,5Nm}{13,19N \cdot \cos(12,84^\circ)} = 0,117m$$

Es ergibt sich ein zulässiger Abstand von maximal $117mm$. Dieser geringe Wert verdeutlicht die Notwendigkeit einer Variante, welche das Aufnehmen der Kräfte abseits vom Antriebsbolzen realisiert. Denn um die Wirkung des Charron Rings zu nutzen, muss dieser nach den Erkenntnissen aus dem Kapitel 4) weiter entfernt von der Aufhängung liegen. All diese Tatsachen werden für die kommenden Kapitel, worin es um das Entwerfen der ersten Konzepte handelt, mitberücksichtigt.

4.3 Vergleich zur vorherigen Aufhängung

Für das Verständnis, warum die Aufhängung vorher lange funktionstüchtig war und wie die Kenntnisse auch für die neue Aufhängung genutzt werden können, dient dieser Abschnitt.

Hauptmerkmal der alten Aufhängung ist, dass ein etwa 0,5m langes Stahlrohr zur Führung des Pendelseils von der Aufhängung bis zum Charron Ring genutzt wird. Am Aufhängepunkt befindet sich eine Seilklemme zur Fadenbefestigung und eine kleine zylindrische Fadenaufnahme, mit einer mittig angeordneten Bohrung zum Durchführen des Drahts.



Abbildung 9 - Fadenklemme: Alte Aufhängung

Die Fadenklemme kann gut auf der Fadenaufnahme gleiten und durch den großen Abstand zum Charron Ring kann sich der Draht beim Schwingen sanft an die konische Form anschmiegen und gewährleistet somit ein gutes Dämpfen der Störeinflüsse.



Abbildung 11 - Alte Aufhängung 1



Abbildung 10 - Alte Aufhängung 2

Dieser Aufbau wird als Inspiration und vor allem für die Wiederverwendung des Charron Rings in den kommenden Kapiteln mitgenommen. Um auf alle geforderten und gewünschten Anforderungen einzugehen, wird zunächst eine Anforderungsliste erstellt.

4.4 Anforderungsliste

Die Anforderungsliste ist als Grundbaustein des methodischen Konstruierens zu sehen, in welcher alle wichtigen Forderungen und Wünsche für die Konstruktion berücksichtigt werden. Wichtig hierbei ist, dass die Angaben lösungsneutral, klar und eindeutig formuliert sind.

Die genannten Forderungen und Wünsche werden hierbei in Kategorien unterteilt, um den Überblick zu behalten.

Tabelle 1 - Anforderungsliste

HAW Hamburg		Aufhängung für das Foucaultsche Pendel		
Änderung	Forderung Wunsch	Nr.	Anforderungen:	Daten:
		1.	Geometrie	
	F	1.1	Maße des Deckendurchbruchs berücksichtigen (Dicke: 0.25m, Durchmesser 0.1m)	
	F	1.2	Anschlussmaß der Antriebseinheit berücksichtigen	
	F	1.3	Pendelgeometrie erhalten	
		2.	Präzision und Stabilität	
	F	2.1	Genaueres Ausführen der Pendelbewegung	
	F	2.2	Stabilität sichern, um externe Einflüsse zu minimieren	
	F	2.3	vertikale Führung des Seils durch den Charron Ring	präzise Ausrichtung
		3.	Kräfte und Momente	
	F	3.1	Zulässige Aufnahme der am Pendel wirkenden Kräfte	
		4.	Kinematik	
	W	4.1	Reibungsarm lagern, um die natürliche Schwingung des Pendels nicht zu beeinträchtigen	
		5.	Instandhaltung	
	F	5.1	Korrosionsbeständigkeit, für ein langlebiges Pendel	
	W	5.2	Wartungsarm	
		6.	Montage	
	W	6.1	Einfache manuelle Montage/Demontage	
	F	6.2	Einstellbarkeit der Länge des Pendels	
		7.	Fertigung	
	F	7.1	Einzelstück	
		8.	Kosten	
	W	8.1	Herstellkosten	~ 1000€ (Funktionalität hat Priorität)
		9.	Nachhaltigkeit	
	W	9.1	Wiederverwendbarkeit bestehender Bauteile	
		10.	Kompatibilität mit der Steuerung	
	F	10.1	Signalerfassung durch elektrischen Stromkreis gewährleisten	
		11.	Ergonomie	
	F	11.1	leichtes Auswechseln des Pendelseil	

		12.	Termin	
	F	12.1	Am 26.04 Abgabe der Dokumentation	

Durch ein Linearantrieb wird das stetige Pendeln des Pendelkörpers an der HAW Hamburg gewährleistet. Der Pendelkörper muss so aufgehängt sein, dass er sich in jede Richtung frei bewegen kann und keine Vorzugsrichtung vorweist, woraus resultiert, dass die Ausrichtung des Pendels exakt linear und senkrecht zur Erdoberfläche sein soll. Ziel ist ein langlebiges Pendeln des Pendelkörpers über dem Boden im 3. Stock.

5. KONZEPTIONELLE PLANUNG

In diesem Abschnitt sollen die gelernten Kreativmethoden angewandt werden, um möglichst viele Ideen zur Erfüllung der einzelnen Teilfunktionen des Pendels zu sammeln. Dies erfolgt vor allem durch Brainstorming möglicher Lösungsvarianten, welche im morphologischen Kasten zusammengetragen werden. Die Kombinationen dieser Teilfunktionen besitzen ein eigenes Unterkapitel als auch die daraus entstehenden Konzeptvarianten und deren Bewertungen.

5.1 Morphologischer Kasten

Die Erstellung eines morphologischen Kastens bietet eine strukturierte Methode, um komplexe Probleme systematisch zu analysieren und innovative Lösungen zu generieren. Durch systematische Untersuchung verschiedener Merkmale und Optionen können effektive Lösungsansätze identifiziert werden.

Aufbauend zur Definition des zu lösenden Problems werden nun die wesentlichen Merkmale, die das Problem kategorisieren, wie technische Spezifikationen und funktionale Anforderungen, identifiziert. Aus diesen Informationen wird eine Tabelle erstellt, welche mit den Merkmalen als Spalte dargestellt werden. Daraufhin gilt es mögliche Varianten für jedes dieser Teilfunktionen, basierend auf Brainstorming oder Erfahrung, zu finden.

	Wirkprinzip Teilfunktion	Alternative 1	Alternative 2	Alternative 3	Alternative 4
A	rotatorische Kräfte auffangen	Aufhängungspunkt lagern 	Gleiten zwischen Bauteilen 	rotierendes Bauteil verwenden 	
B	Querkräfte aufnehmen	Aufhängungspunkt lagern 	Bewegung im Aufhängungspunkt zulassen 	Aufhängung stabil befestigen für Kräfteaufnahme 	Umgebende Bauteile elastisch auslegen (zum Dämpfen der Kräfte) 
C	Längskräfte aufnehmen	Aufedern der angreifenden Kräfte 	Gegengewicht (Unterhölle/Wippe, ...) 	Kraftkomponenten aufteilen (Seil/Seilzug) 	Zugstab einsetzen 
D	Ausrichtung zentrieren (durch Charran)	Durch Integrieren der Aufhängung an dem bestehenden Antrieb 	Charran Ring justierbar auslegen 	Führung der Auf- & Ab-Bewegung 	
E	elektrischen Strom übertragen	Charran Ring separat von dem Antrieb aufhängen 	Nicht elektrisch leitfähiges Material verwenden um den Kreislauf zu unterbrechen 		
F	Fadenkraft aufnehmen	Kraftschluss 	Formschluss 	Stoffschluss (Löt-, Kleben, ...) 	

Abbildung 12 - Morphologischer Kasten

Aus diesen Teilfunktionen werden nun verschiedene Kombinationen generiert, die potenzielle Lösungen oder Ansätze darstellen. Die zusammenhängenden Teilfunktionen sind jeweils mit unterschiedlicher Farbe markiert.

Wirkprinzip Teilfunktion	Alternative 1	Alternative 2	Alternative 3	Alternative 4		
A rotatorische Kräfte auffangen	Aufhängungspunkt lagern	Gleiten zwischen Bauteilen	rotierendes Bauteil verwenden			
B Querkräfte aufnehmen	Aufhängungspunkt lagern	Bewegung quer zulassen	Starre statische Verbindung für die Kräfteaufnahme	Umgebende Bauteile elastisch auslegen (zum Dämpfen der Kräfte)		
C Längskräfte aufnehmen	Abfedern der angreifenden Kräfte	Gegengewicht (Liniennetze/Wippe, ...)	Kraftkomponenten aufteilen (Seil/Seilzug)	Zugstab einsetzen		
D Ausrichtung zentrieren (durch Charon)	Durch Justieren des Aufhängungspunktes	Charon Ring justierbar auslegen	Führung der Auf- & Ab-Bewegung			
E elektrischen Strom übertragen	Charon Ring Separat von dem Antrieb aufhängen	Nicht elektrisch leitfähiges Material verwenden um den Kontakt zu unterbrechen				
F Fadenkraft aufnehmen	Kraftschluss	Formschluss	Stoffschluss (Löt-, Kleben, ...)			
	LP1	LP2	LP3	LP4	LP5	LP6

Abbildung 13 - Morphologischer Kasten mit Lösungsvarianten

Es ergeben sich hier 5 unterschiedliche Kombinationen, welche im folgenden Kapitel weiter ausgearbeitet werden und anschließend nach relevanten Kriterien analysiert und bewertet werden.

5.2 Lösungsprinzipien und Bewertung

Die vielversprechenden Lösungsprinzipien werden ausgewählt und durch detaillierte Untersuchungen weiterentwickelt.

Folgende Lösungsprinzipien wurden ausgewählt:

LP1: A2 – B3 – C2 – D1 – E1 – F1

LP2: A1 – B2 – C1 – D3 – E2 – F3

LP3: A2 – B1 – C4 – D3 – E1 – F2

LP4: A3 – B2 – C1 – D3 – E1 – F1

LP5: A3 – B2 – C3 – D2 – E2 – F2

LP6: A1 – B1 – C4 – D2 – E1 – F2

Zur Verdeutlichung der Lösungsprinzipien sind diese in den nachfolgenden Kapiteln als Skizzen dargestellt. Daraufhin folgt eine Bewertung jedes einzelnen Lösungsprinzips, um ihre Vorteile und Problemstellen zu erkennen.

Es wird ausschließlich die Möglichkeit B4 nicht weiterverwendet, da sie die zentrierte Position des Aufhängepunkts aufheben würde, welches eine wichtige Forderung der Anforderungsliste ist.

5.2.1 Erstes Lösungsprinzip – LP1

Es folgt die erste entstandene Skizze, wo der Fokus darauf liegt, die Pendelkraft über eine Umlenkrolle umzulenken und die Antriebseinheit entsprechend kopfüber montiert ist.

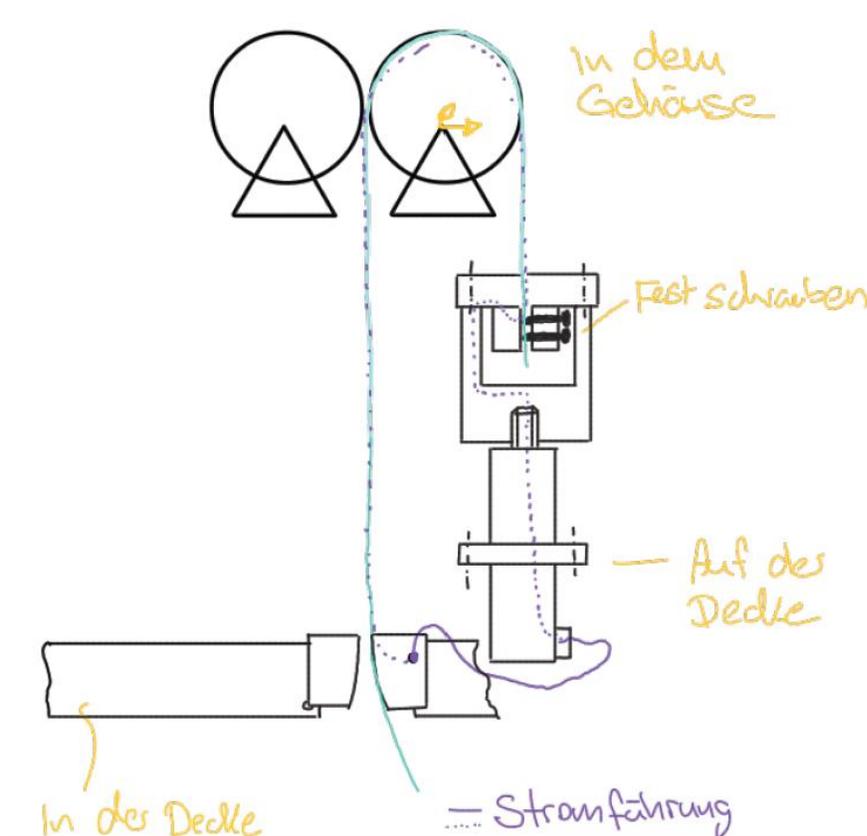


Abbildung 14 - Skizze: LP1

Somit kann ein großer Abstand vom Aufhängungspunkt, welcher hier an der Umlenkrolle anzunehmen ist, zum Charron Ring gewährleistet werden. Der Charron Ring kann in Nähe des Antriebs platziert werden und hat somit einen kürzeren Weg für die Stromübertragung in den Antrieb. Die Umlenkrolle müsste in dem Gehäuse platziert und verstellbar sein, um das Pendelseil zentriert durch den Charron Ring zu führen. Die Gegenrolle ist dafür zuständig, dass das Seil von beiden Seiten gestützt ist. Die Fadenkraftaufnahme erfolgt über Kraftschluss, z.B. über eine Seilklemme.

Vorteile des Lösungsprinzip 1:

- Geringe Kosten, durch hohen Einsatz von Standardbauteilen
- Gute Justierbarkeit durch die Seilrollenführung
- Einfacher Aufbau
- Wartungsfreundlichkeit

Probleme des Lösungsprinzip 1:

- Vorzugsrichtung der Pendelschwingung durch die Seilrollenführung
- Reibung zwischen dem Pendelseil und den Seilrollen
- Verdrillung des Pendelseils durch 180° Drehung problematisch

5.2.2 Zweites Lösungsprinzip – LP2

Der Fokus liegt bei dieser Variante auf das Nutzen eines Pendellagers, um die rotierende Bewegung des Pendelseils zu ermöglichen, sowie auch die Querbelastungen aufzufangen.

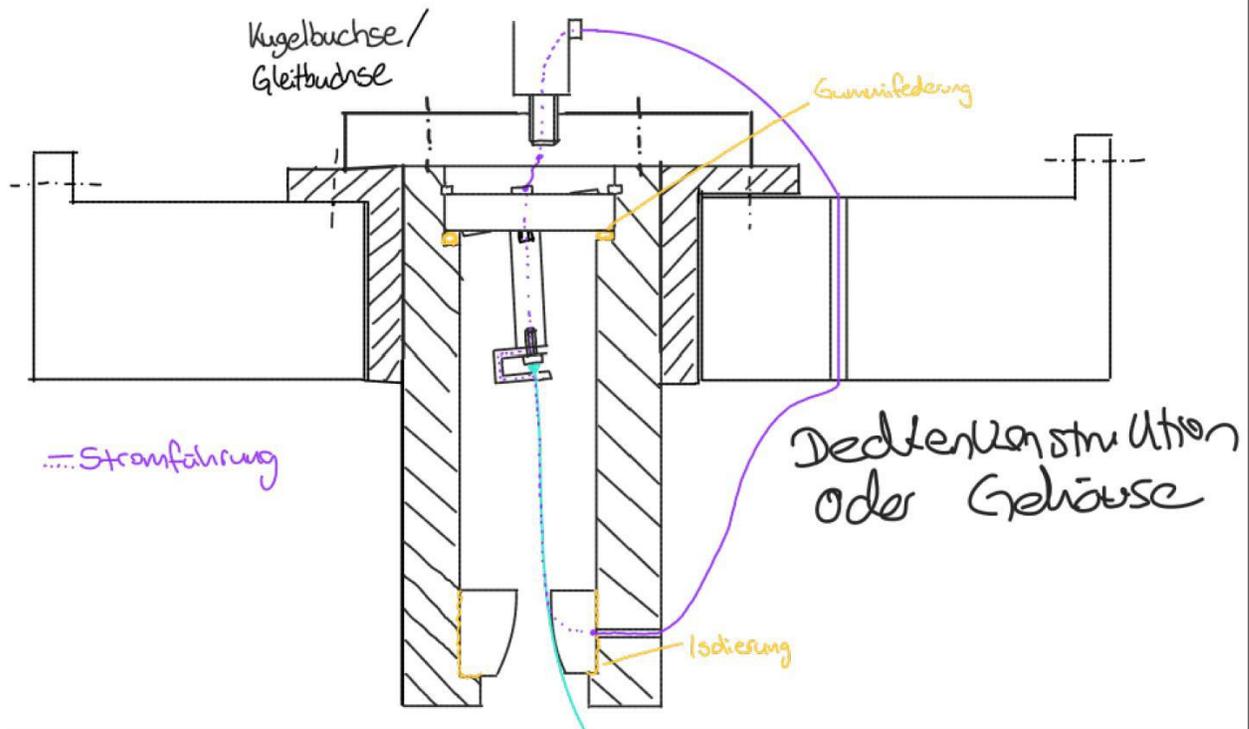


Abbildung 15 - Skizze: LP2

Unter dem Lager können die Längsbelastungen, hier durch eine Gummifederung, abgedämpft werden.

Der Abstand vom Charron Ring zur Aufhängung wird hier so gewählt, dass es ausreichend weit entfernt ist, wobei hier darauf Acht gegeben werden muss, dass die Masse des Bauteils, welches den Charron Ring hält, nicht der maximal tragbaren Last des Linearmotors überschreitet.

Die Halterung des Pendelseils soll hier stoffschlüssig konstruiert werden, entweder durch Löten oder Anschweißen des Seils an die Halterung. Die Halterung selbst ist bereits im ähnlichen Format vorhanden.

Geführt wird die Längsbewegung durch eine Kugelbuchse, welche fest an die Deckenkonstruktion oder in das Gehäuse geschraubt wird. Zur Aufnahme der Aufhängung wird eine Platte oben verschraubt und der Antrieb kann draufgeschraubt werden.

Der Stromfluss muss hier insoweit unterbrochen werden, dass er ausschließlich über den Kontakt des Seils mit dem Charron Ring geschlossen wird.

Vorteile des Lösungsprinzip 2:

- Auffangen der Querbelastungen über eine Buchse
- Einheitlicher Aufbau
- Lagerung der Pendelbewegung über ein Pendellager

- Wiederverwendbarkeit vom Charron Ring
- Kein hoher Kostenaufwand durch einfache Herstellung der Bauteile

Probleme des Lösungsprinzip 2:

- Mögliche anfällige Wartungen des innenliegenden Pendellagers
- Staubanfällige Buchse
- Längeres Führungszylinder notwendig, für gewünschten Abstand zum Charron Ring

5.2.3 Drittes Lösungsprinzip – LP3

Dieser Entwurf entspringt aus der Idee, möglichst wenig komplexe Bauteile zu verwenden.

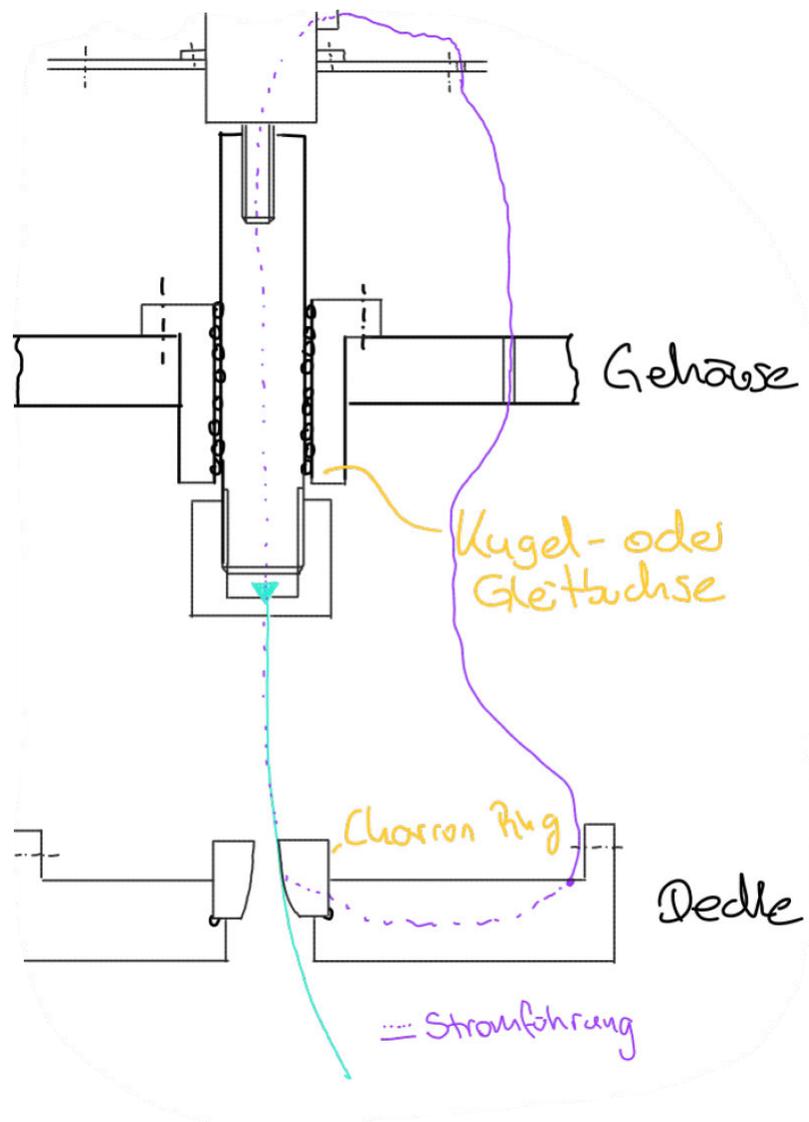


Abbildung 16 - Skizze: LP3

Hierfür wird für die Aufhängung ein einfacher Führungsstab vorgesehen, welcher durch eine Kugel- oder Gleitbuchse geführt wird und unten am Zapfen ein Halter mit dem Ende des Seils verschraubt wird. Die Fadenkraftaufnahme ist dadurch rein formschlüssig, wobei darauf zu achten ist, dass sich das Seil drehen kann.

Der Charron Ring ist hierbei verglichen zum vorherigen Konzept an einer separaten Konstruktion befestigt, wodurch der direkte Kontakt mit dem Antrieb verhindert wird. Es kann entweder die Charron Ring Halterung oder aber die Konstruktion im Gehäuse justierbar eingerichtet werden.

Durch die Kugelbuchse wird eine vertikale Führung und das Auffangen der Querbelastungen sichergestellt.

Vorteile des Lösungsprinzip 3:

- Wenig komplizierte Bauteile zur Lagerung und Fixierung des Pendelseils
- Hohe Lebensdauer durch alleinige Verwendung einer Buchse
- Wartungsarm

Probleme des Lösungsprinzip 3:

- Kostspieliger Aufbau des Gehäuses zur Befestigung der Lagerung
- Hoher Konstruktionsaufwand
- Hoher Aufbau, nimmt viel Platz ein

5.2.4 Viertes Lösungsprinzip – LP4

In diesem Entwurf wird das Augenmerk auf die vertikale Führung der Bewegung durch ein Schienensystem und die Rotation des Pendelseils durch eine Kugelbuchse gelegt.

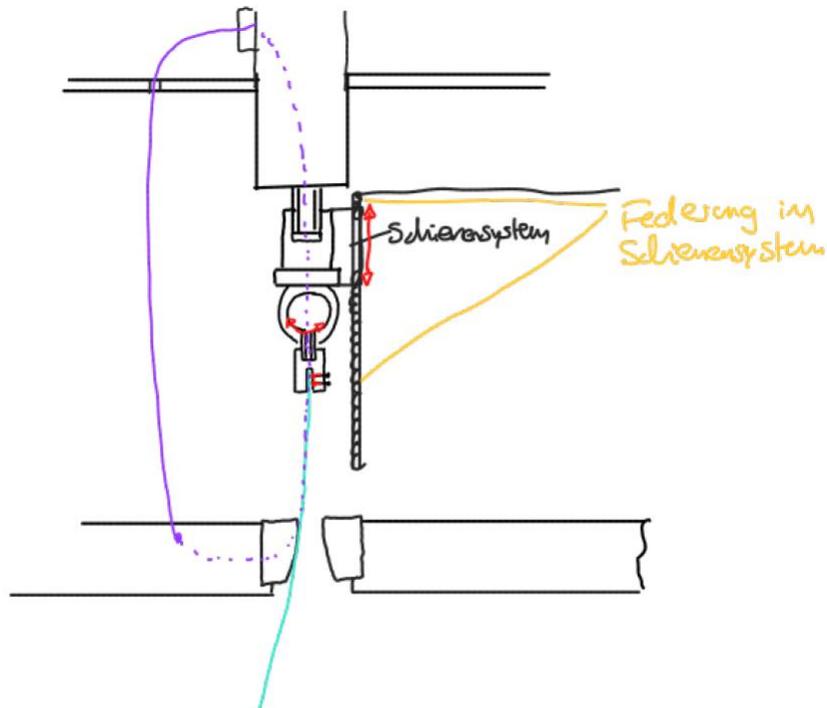


Abbildung 17 - Skizze: LP4

Der Antrieb ist fest am Gehäuse verschraubt und führt die Aufhängung entlang eines Schienensystems, welches gefedert wird, um die Längskräfte auszugleichen. Das sorgt wiederum dafür, dass der Motor eine höhere Kraft aufwenden muss, um das Pendelseil in Bewegung zu bringen. Die Fadenkraftaufnahme erfolgt kraftschlüssig direkt unter dem Kugelgelenk. Die Querbelastung müsste hier durch eine stabile Konstruktion des Schienensystems aufgenommen werden.

Vorteile des Lösungsprinzip 4:

- Verwendung eines einfachen Kugelgelenks für die Pendelbewegung
- Einfache Montage

Probleme des Lösungsprinzip 4:

- Nicht sichere Fadenaufnahme
- Verhaken des Schienensystems während dem Betrieb
- Aufnahme der Querbelastungen durch das Schienensystem

5.2.5 Fünftes Lösungsprinzip – LP5

Dieses Konzept ist aus Aussagen von Herrn Bruhns und Prof. Meyer-Eschenbach motiviert.

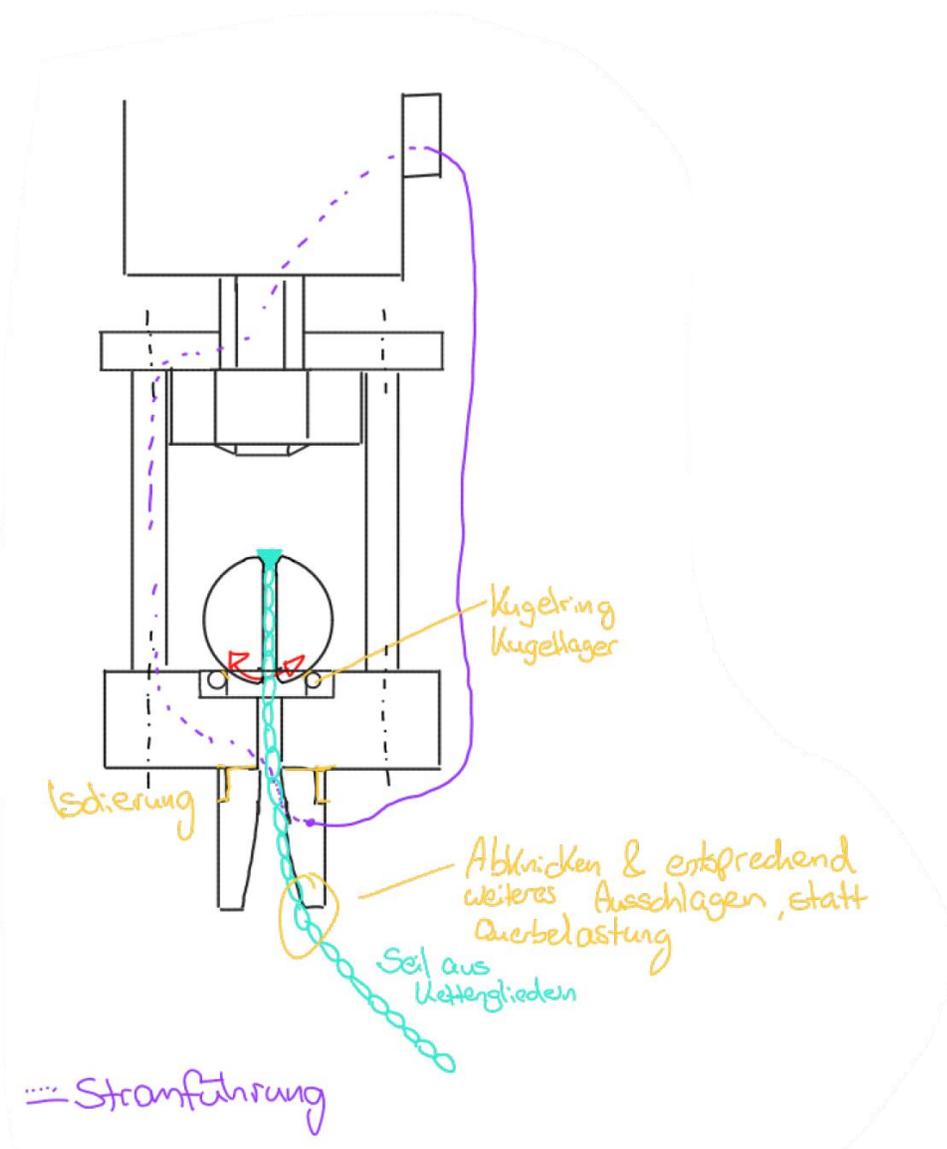


Abbildung 18 - Skizze: LP5

Durch den Aufbau des Pendelseils aus kleinen Kettengliedern, resultiert eine geringere Querbelastung im Aufhängepunkt, da die Kettenglieder die Flexibilität haben weiter auszuschlagen.

Die Aufhängung selbst ist hier durch eine Kugel, welche auf einem Kugerring sitzt, auf welcher sie abrollen kann, realisiert. Diese Kugel enthält für die Fadenkraftaufnahme eine Bohrung in der Mitte und ist frei rotierbar. Weiter unten befindet sich der Charron Ring, befestigt durch

Aufschrauben an ein Gewinde, welcher isoliert zu den restlichen Bauteilen sein muss, damit der Stromkreislauf ausschließlich durch das Pendelseil geschlossen wird.

Vorteile des Lösungsprinzip 5:

- Vorteilhafte Führung der Pendelbewegung durch gelagerte Kugel
- Einfacher Aufbau
- Wiederverwendbarkeit des Charron Rings

Probleme des Lösungsprinzip 5:

- Mögliche hohe wirkende Querbewegungen im Antriebsbolzen (somit Überschreiten des maximalen Biegemoments)
- Geringer Abstand vom Aufhängepunkt zum Charron Ring

Aufgrund der unter Probleme erwähnten Tatsachen, wird dieses Lösungsprinzip von vornherein ausgeschlossen.

5.2.6 Sechstes Lösungsprinzip – LP6

Folgendes Konzept kommt aus der Idee heraus, den Charron Ring optimal zum Pendelseil ausrichten zu können.

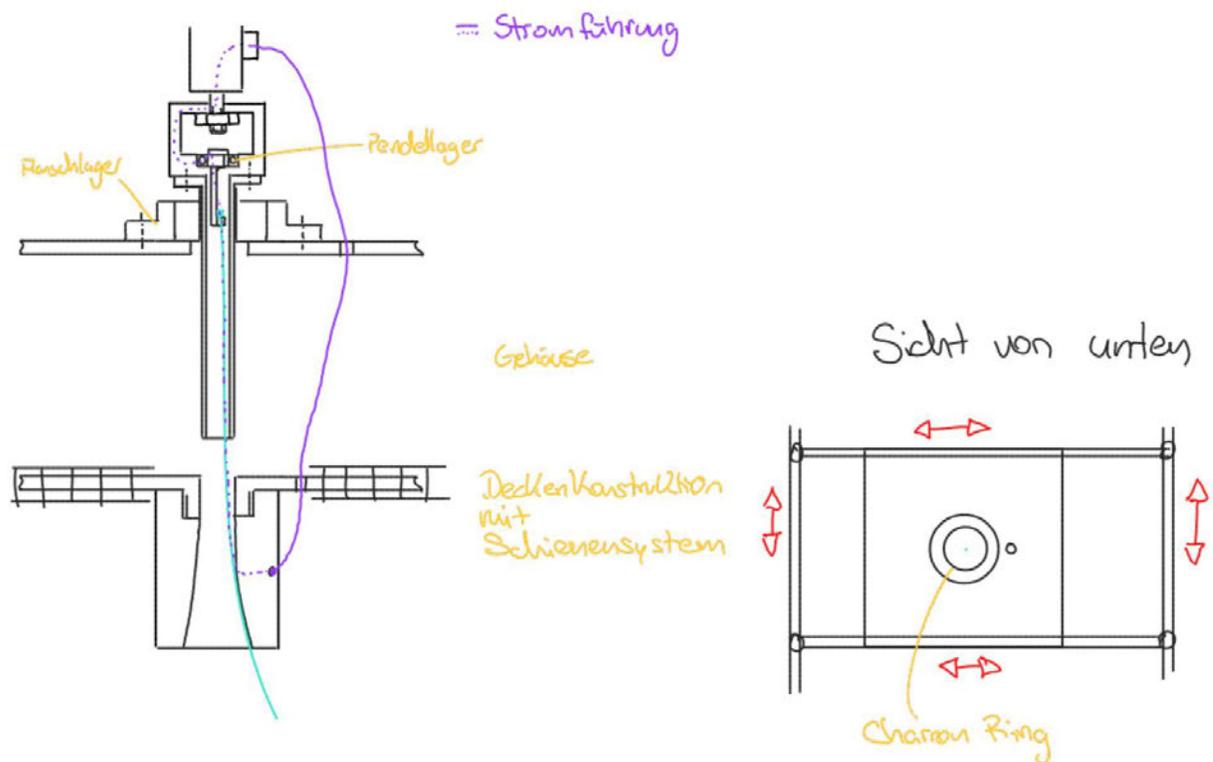


Abbildung 19 - Skizze: LP6

Das Pendelseil ist hier aufgehängt an einer hierfür speziell gefertigten Fadenaufnahme, welche mit einem Pendellager gelagert ist. Das Lager sitzt in einer Halterung, welcher direkt mit dem Antrieb verbunden ist. Das gesamte Pendelseil wird durch ein Führungsrohr geführt und verläuft durch den zentrierten Charron Ring. Das Führungsrohr wird zudem durch ein Flanschlager gelagert, welcher fest im Gehäuse montiert ist. Zusätzlich lässt sich der Charron Ring über ein Schienensystem in der Ebene bewegen. Somit kann die zentrierte Führung des Pendelseils gewährleistet werden. Der Stromkreislauf wird hierbei über ein Stromkabel, welcher direkt mit dem Charron Ring verbunden ist, geschlossen.

Vorteile des Lösungsprinzip 6:

- Führung der Antriebsbewegung und somit Auffangen von Querbelastungen über ein Flanschlager
- Gute Justierbarkeit des Charron Rings
- Schwingbewegung über ein Pendellager
- Wiederverwendbarkeit des Charron Rings

Probleme des Lösungsprinzip 5:

- Aufwändiger und platzinnehmender Aufbau des Schienensystems
- Querbelastetes Schienensystem
- Wenig Platz für die Aufhängung im Führungsrohr zum Schwingen
- Aufwändiger Zusammenbau

5.3 Auswahl der Lösungsprinzipien

Die in dem vorherigen Abschnitt vorgestellten Lösungsprinzipien werden nun mit Hilfe einer groben Bewertung beurteilt. Das Bewertungsverfahren beruht hier auf dem des Roloff/Matek (Wittel et al., 2017). Hierfür werden bestimmte technische sowie auch wirtschaftliche Kriterien, die nach der Anforderungsliste gewählt wurden, entsprechend gewichtet. Da die technischen Kriterien im Vordergrund stehen und es nur wenige wirtschaftliche Kriterien gibt, werden diese beiden gemeinsam in einer Bewertungstabelle zusammengefasst.

Zu beachten ist, dass teilweise grobe Abschätzungen getroffen werden, da hier nicht auf Detaillösungen eingegangen wird. Die Varianten mit der besten Bewertung werden in der Planungsphase genauer betrachtet.

Bewertung der Lösungsprinzipien		Bewertung: von 0 (unzureichend) bis 4 (sehr gut) mit Bewertungsfaktor (1-5)											
Kriterium	BF	LP1		LP2		LP3		LP4		LP5		LP6	
Leistungsfähigkeit	5	0	0	2	10	2	10	1	5	Gefahr auf zu hohe Querbelastung im Antriebsbolzen		2	10
Lebensdauer/Zuverlässigkeit	3	2	6	2	6	4	12	1	3			2	6
Kosten	1	4	4	3	3	0	0	1	1			2	2
Herstellbarkeit	2	4	8	4	8	2	4	3	6			3	6
Komplexität Wartung/ Instandhaltung <i>Katze</i>	2	4	8	3	6	4	8	4	8			3	6
Kompatibilität mit Anschlussreifen	3	4	12	4	12	4	12	4	12			4	12
elektr. Leitfähigkeit Pendelzeit → Antrieb	4	4	16	4	16	4	16	4	16			4	16
Zustandbarkeit	5	4	20	4	20	2	10	4	20			4	20
		26 74		26 81		22 72		22 71				24 78	

Abbildung 20 - Bewertung der Konzeptvarianten

Es ist ersichtlich, dass LP1 gut abschneidet, jedoch nach der Verrechnung der Gewichtung nicht mehr zu den besten Lösungen gehört und scheidet demnach aus. Das zweite Lösungsprinzip hingegen erfüllt ähnliche Anforderungen und schneidet besonders in der Leistungsfähigkeit besser ab und wird deshalb weiterverfolgt. LP6 ist das zweite nächstbeste Lösungsprinzip, welches weiterverfolgt wird. LP5 wird nicht weiter in Betrachtung gezogen, da es anfällig für erhöhte Querbelastungen im Antriebsbolzen aufweist. Bei Lösungsprinzip 3 würde ein erhöhter Konstruktions- und damit Kostenaufwand anfallen, weshalb es sich auch hier nicht lohnt diesen weiterzuverfolgen. Und zuletzt scheidet Lösungsprinzip 4 wegen der Gefahr des Verhakens im Schienensystem während dem Betrieb aus.

Weiter betrachtet werden demnach die Lösungsvarianten 2 und 6.

5.4 Konzeptvarianten

Im vorherigen Kapitel wurden zwei erfolgsversprechende Lösungsprinzipien ausgewählt, welche in diesem Abschnitt genauer detailliert werden. Um zudem einige der Vorteile der ausgeschiedenen Konzepte mit in Betracht zu beziehen, werden einige dieser Varianten in die folgenden Konzeptvarianten integriert.

5.4.1 Konzeptvariante 1

Diese Konzeptvariante basiert auf dem Lösungsprinzip 2. Der Antrieb wird, basierend auf dem bestehenden Aufbau, auf einer Plexiglasplatte befestigt. Diese Platte ist wiederum mit Gewindestiften und Muttern mit einer Stahlplatte verschraubt, wodurch sie einfach über jede Ecke zu justieren ist.

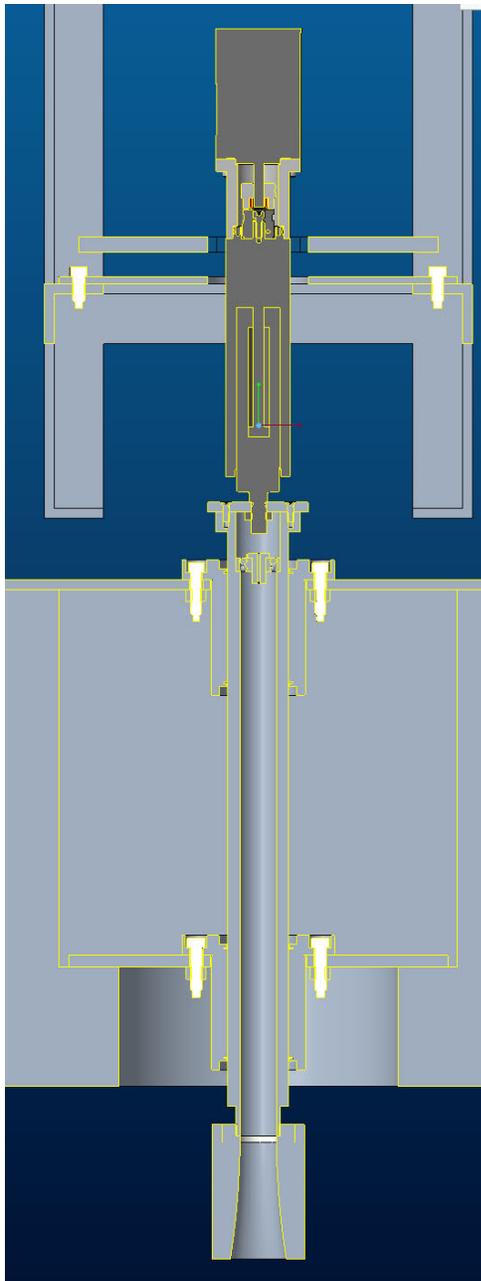


Abbildung 21 - Konzeptvariante 1 - Führungszylinder

Auf der Decke des 5. Stocks wird zur linearen Führung der Bewegung eine weitere Stahlplatte montiert, in welcher die Gleitbuchse fixiert wird. Innerhalb der Decke wird eine weitere Buchse verbaut, um den Hebelarm zu minimieren. Am Führungsrohr selbst wird der Charron Ring verschraubt, wodurch das aktuelle Bauteil so weiterverwendet werden kann. Alle Platten sind jeweils verschraubt und gegebenenfalls mit Muttern gesichert.

Ein Pendellager wird im Führungsrohr eingesetzt und enthält auch die Fadenaufnahme, welche in den Innendurchmesser des Lagers eingeführt wird. Hierdurch wird das Hin- und Herschwingen des Pendelseils ermöglicht. Der Halt entsteht durch Formschluss des Seils am oberen Ende der Bohrung. Das Gehäuse wird so ausgerichtet, dass der Antrieb genau über der Führung zentriert ist. Zusätzlich ist die Ausrichtung des Antriebs durch die Verschraubungen möglich. Um die Schiefelage des Bodens gegenüber den Platten auszugleichen, werden sogenannte Passplatten verwendet, welche je nach Bedarf zwischen dem Boden und den Platten eingesetzt werden.

5.4.2 Konzeptvariante 2

Diese Konzeptvariante basiert auf dem Lösungsprinzip 6. Modifiziert wird es mit der Fadenaufnahme aus dem LP5, welcher aus einem Kugelring und einer darauf liegenden Kugel besteht.

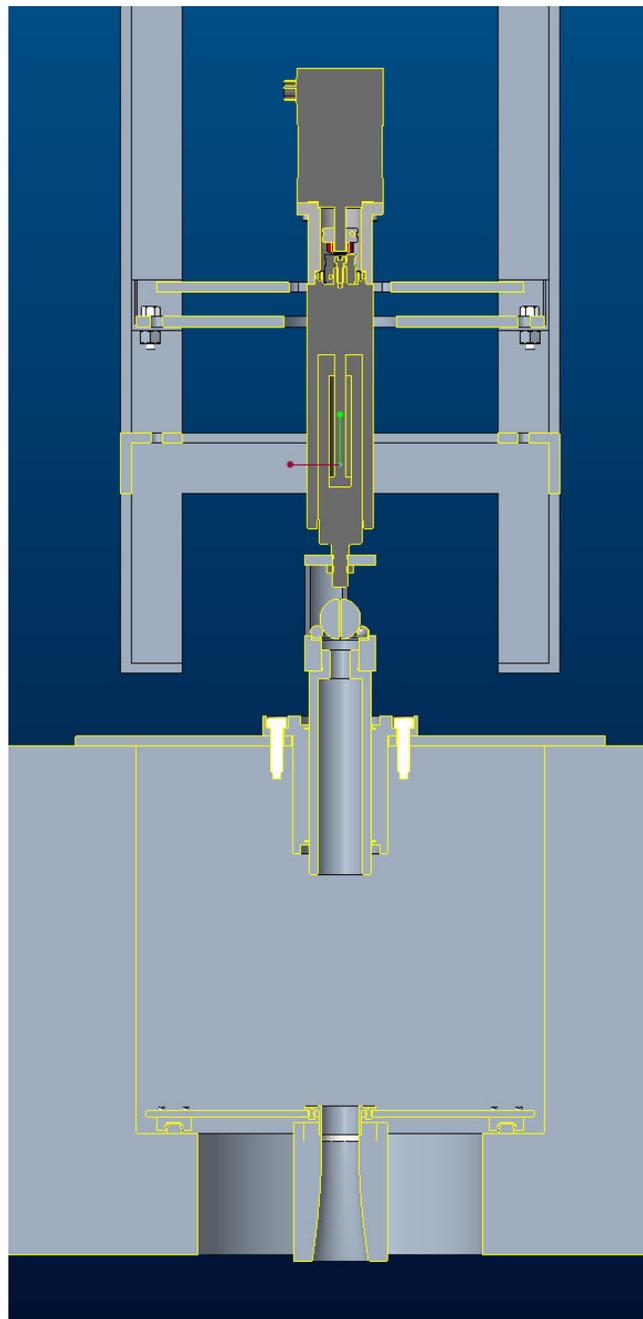


Abbildung 22 - Konzeptvariante 2: Schienensystem

Das Pendelseil wird durch eine Bohrung in dieser Kugel geführt, wodurch diese beim Schwingen des Pendelseils auf den Kugeln im Ring abrollen kann.

Die lineare Bewegung wird hier durch eine Kugelbuchse geführt, welche an einer Stahlplatte auf der Decke verschraubt ist. In Abbildung 22 ist eine weitere Platte zu sehen, welche weiter unten in der Aussparung der Decke an zwei Schienen befestigt ist. Diese Schienen sind in die Decke verschraubt und dienen zur Justierung der Platte in eine Richtung, welche den Charron Ring hält.

Für die Justierung in die jeweils andere Richtung in der Ebene, sind Langlöcher in der Platte vorhanden.

5.4.3 Bewertung der Konzeptvarianten

Die Bewertung wird hier erneut nach Roloff/Matek (Wittel et al., 2017) durchgeführt. Hierbei sind die vergebenen Punktzahlen wie folgt zu bewerten:

Grad der Annäherung	Punktzahl
sehr gut (ideal)	4
gut	3
ausreichend	2
gerade noch tragbar	1
unbefriedigend	0

Abbildung 23 – Punktebewertung

Die Bewertungskriterien werden gewichtet und die beiden Varianten entsprechend bewertet.

technische/wirtschaftliche Anforderung	G	KV1		KV2		Ideal	
		E	G x E	E	G x E	E	G x E
Leistungsfähigkeit (Genauigkeit, Effizienz)	5	4	20	3	15	4	20
Lebensdauer/ Zuverlässigkeit	4	4	16	3	12	4	16
Herstellbarkeit der einzelnen Komponenten	3	4	12	2	6	4	12
Komplexität des Aufbaus (Wie aufwändig ist der Aufbau)	2	2	4	0	0	4	8
Kompatibilität mit Anschlussmaßen	5	4	20	4	20	4	20
Wartung und Instandhaltung (Wie aufwändig ist das Warten der Einzelteile)	4	2	8	1	4	4	16
elekt. Leitfähigkeit vom Pendelseil zum Antrieb	5	4	20	4	20	4	20
einfache Justierbarkeit	3	1	3	0	0	4	12
hohe Sicherheit	5	4	20	4	20	4	20
geringe Kosten	2	4	8	3	6	4	8
Summe			131		103		152
Wertigkeit			0,86		0,68		1.0

Abbildung 24 - Bewertung der Konzeptvarianten

Es wird deutlich, dass die Konzeptvariante 1 eine höhere Wertigkeit aufweist, wobei der Punkt der Justierbarkeit bei beiden Konzepten niedrig bewertet ist. Durch den Aufbau in der Decke ist es beim ersten Konzept nur mit erhöhtem Aufwand die untere Platte mit den Passplatten einzurichten. Bei der zweiten Variante stellt es sich ebenfalls als kompliziert heraus, mit Hilfe von Passplatten die Schienen eben zum Boden auszurichten. Hinzu kommt das korrekte Einstellen der Schienen, wenn der Charron Ring zentriert ist. Dadurch, dass diese Schienen von

oben nicht sichtbar sind, ist hier das Zentrieren noch etwas aufwendiger und erhält entsprechend eine unbefriedigende Bewertung. Beide Varianten schneiden in den Punkten Kompatibilität mit Anschlussmaßen und die elektrische Leitfähigkeit vom Antrieb zum Pendelseil sehr gut ab. Insgesamt ist der Wert des ersten Konzepts gut und wird entsprechend weiter ausgearbeitet. Hier wird vor allem Augenmerk auf der nicht zufriedengestellten Anforderung der Justierbarkeit gelegt. Dies soll im weiteren Verlauf genauer untersucht werden, um eine bessere Lösung hierfür zu finden. Im nächsten Kapitel wird mit der Auslegung und Berechnung des gesamten ausgewählten Konzepts fortgefahren.

6. AUSLEGUNG UND BERECHNUNG

In diesem Kapitel werden sämtliche erforderlichen Berechnungen durchgeführt, um die Tragfähigkeit dieses Konzepts zu gewährleisten und Informationen zur Lebensdauer bereitzustellen. Dabei werden hauptsächlich die Dimensionen und das Material der Bauteile variiert. Besonderes wird auf die Sicherstellung einer hohen Lebensdauer sowie auf eine möglichst einfache und montagefreundliche Lösung geachtet. Für die Berechnungen wird sowohl auf die Methodik aus dem Standardwerk von Roloff/Matek (Wittel et al., 2017) als auch auf Herstellerkataloge zurückgegriffen.

6.1 Auslegung Führungszylinder

Vor der Berechnung der Tragfähigkeit des Führungszylinders, muss die benötigte Länge ermittelt werden. Damit das Pendelseil nicht vorher am Pendellager ausschlägt, muss der Hebelarm groß genug sein, sodass der maximale Schrägungswinkel des Pendellagers von Φ_{\max} von 3° nicht überschritten wird.

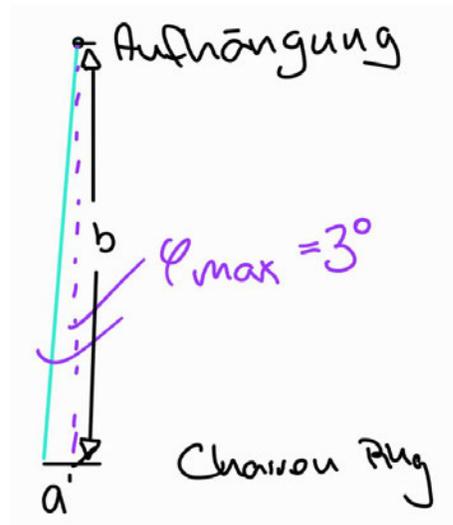


Abbildung 25 - Länge des Führungszylinder

Die Berechnung erfolgt durch einfache mathematische Trigonometrie:

$$b \geq \frac{a}{\tan(\phi_{\max})} \quad (6.1)$$

$$b \geq \frac{13,86\text{mm}}{\tan(3^\circ)} = 264,46\text{mm}$$

Es ergibt sich für die Mindestlänge einen Wert von aufgerundet mindestens 265mm. Der Abstand wird auf etwa 350mm gesetzt, damit sich der Charron Ring ausreichend weit entfernt vom Aufhängepunkt befindet.

Für die Tragfähigkeit der Konstruktion wird weiterhin der Führungszylinder betrachtet, welcher durch den Ausschlag des Pendelseils am unteren Ende des Charron Rings eine Durchbiegung erfährt. Diese wird entsprechend so ausgelegt, dass die vorhandene Durchbiegung tolerierbar ist. Die Maße werden direkt aus dem CAD-Modell entnommen.

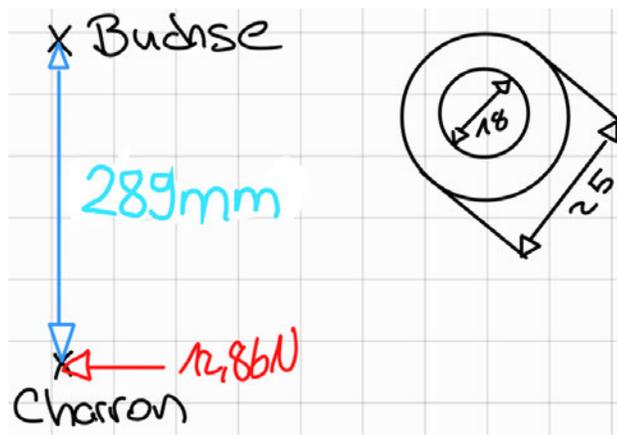


Abbildung 26 - Skizze: Berechnung Führungsrohr

Die senkrecht auf den Charron Ring wirkende Kraft F entstammt dem Ergebnis aus der Formel 4.6. Für die Durchbiegung gilt folgende Formel:

$$w(l_F) = \frac{F \cdot l_F^3}{3 \cdot E \cdot I} \quad (6.2)$$

Mit dem Flächenträgheitsmoment eines Hohlkreis: $I = \frac{\pi}{64} \cdot (D^4 - d^4)$ (6.3)

Und mit dem E-Modul von Aluminium ergibt sich folgende Berechnung:

$$w(l_F) = \frac{12,86N \cdot (289mm)^3 \cdot 64}{3 \cdot 70.000 \frac{N}{mm^2} \cdot \pi \cdot ((25mm)^4 - (18mm)^4)} = 0,105mm$$

Die maximale Durchbiegung liegt deutlich unter 1mm und ist entsprechend vertretbar.

Um Bauteilversagen zu vermeiden, wird zusätzlich die Spannung im Querschnitt bestimmt und mit der maximal zulässigen Spannung verglichen.

Um die maximal auftretende Spannung zu berechnen, wird das Biegezugwiderstandsmoment benötigt:

$$W = \frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{32 \cdot D} \quad (6.4)$$

$$W = \frac{\pi \cdot ((25\text{mm})^4 - (18\text{mm})^4)}{32 \cdot 25\text{mm}} = 1121,74\text{mm}^3$$

Die maximale Spannung ergibt sich aus dem maximal wirkenden Moment und dem Biegezugwiderstandsmoment durch folgende Formel:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{W} = \frac{F \cdot l_F}{W} \quad (6.5)$$

$$\sigma_{max} = \frac{12,86\text{N} \cdot 289\text{mm}}{1121,74\text{mm}^3} = 3,31 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Die maximale Spannung liegt bei etwa 3,31N/mm² und hat eine Differenz von über 16N/mm² zur zulässigen Spannung des Aluminiumwerkstoffes mit der niedrigsten Streckgrenze. Dies ergibt eine Sicherheit von über 5. Es ist somit das kostengünstigste Aluminiumwerkstoff ausreichend und kann entsprechend beliebig gewählt werden. Die genaue Auswahl des Materials erfolgt entsprechend im Kapitel 7, mit der Festlegung der Stückliste.

6.2 Dynamische Tragfähigkeit von Lager und Buchse

Zur Auswahl eines geeigneten Lagers und einer Buchse müssen Berechnungen zur Lebensdauer und Tragfähigkeit durchgeführt werden. Besondere Aufmerksamkeit gilt der Dauerfestigkeit des Pendellagers, insbesondere im Hinblick auf die hohe axiale Belastung. Die Kugelbuchse wird entsprechend seiner Eignung für querbelastete Systeme ausgewählt.

Kugelbuchse

Die Lebensdauer der Kugelbuchse ist von wesentlicher Bedeutung, da sie 20 Zyklen der Auf- und Ab-Bewegung pro Minute durchläuft. Zusätzlich muss es das angreifende Biegemoment auffangen. Eine reibungsarme Führung ist von höchster Priorität, um einen störungsfreien Betrieb zu gewährleisten.

Die Berechnung erfolgt nach dem Gesamtkatalog der THK (THK Hauptkatalog, 2024)

Es wird eine Kugelbuchse als Rundflansch mit der Ausführung „Langer Typ“ verwendet, welche vor allem wegen der auftretenden Momentbelastung ausgewählt worden ist. Diese längere Ausführung ersetzt auch die Verwendung einer zweiten Kugelbuchse.

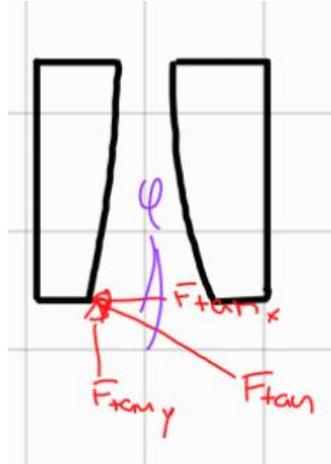


Abbildung 27 - Axial- und Radialkomponente

Die berechnete Belastung P_C ergibt sich aus den Radialkräften (siehe Abbildung 27), welche vorerst ermittelt werden.

Die Radialkraft wird aus dem 2. Belastungsfall aus Formel 4.6 übernommen und stellt die Belastung an der Kugelbuchse dar.

$$P_C = F_{tan,x} = 12,86N \quad (6.6)$$

Zusätzlich muss eine äquivalente Belastung aufgrund des wirkenden Moments beaufschlagt werden. Die Werte für die Kraftkomponente und den Hebelarm werden aus dem Kapitel 6.1 entnommen. Der Äquivalenzfaktor K entstammt aus dem THK Kugelbuchsen Datenblatt (siehe Anhang – THK Kugelbuchse Lebensdauerberechnung)

$$P_U = K \cdot M = K \cdot F_{tan} \cdot l_F \quad (6.7)$$

$$P_U = 0,12 \cdot 12,86N \cdot 289mm = 445,98N$$

Die Summe der Belastung beträgt somit:

$$P_{Ges} = P_U + P_C = 458,84N \quad (6.8)$$

Die nominelle Lebensdauer ergibt sich aus der folgenden Formel:

$$L_K = \left(\frac{f_H \cdot f_T \cdot f_C}{f_w} \cdot \frac{C}{P_C} \right)^3 \cdot 50 \quad (6.9)$$

$$L_K = \left(\frac{1 \cdot 1 \cdot 1}{1} \cdot \frac{980N}{15,79N} \right)^3 \cdot 50 = 2002,96$$

Für die Lebensdauerberechnung in Stunden wird abschließend folgende Formel verwendet:

$$L_{h,K} = \frac{L \cdot 10^3}{2 \cdot l_s \cdot n_1 \cdot 60} \quad (6.10)$$

Die Hublänge l_s liegt bei 0,01m und das mit einer Zyklenzahl von n_1 von 20min^{-1} . Beide Werte entstammen aus Ergebnissen eines vorherigen Bachelorprojekts (Dittmann et. al, 2020).

$$L_{h,K} = \frac{1,90 \cdot 10^7 \cdot 10^3}{2 \cdot 0,01m \cdot 20\text{min}^{-1} \cdot 60} = 83456,52h$$

$$L_{Jahre} = \frac{83456,52h}{24h \cdot 360} = 9,66 \text{ Jahre} \quad (6.11)$$

Die Lebensdauer ergibt sich mit 83456,52h zu über 9 Jahre. Dieser Wert ist ausreichend für den Anwendungsfall.

Pendellager

Da das Pendellager anfällig für eventuell zu hohe Axialbelastung ist, wird hier genau der Fall untersucht, wo die größte axiale Belastung herrscht. Dies ist genau bei Nulldurchgang des Pendels festzustellen.

Für die Belastung müssen die Axial- und Radialbelastungen entsprechend der SKF-Herstellervorgaben (SKF Pendelkugellager Belastungen, 2024) für die Faktoren X und Y miteinander berechnet werden. Hierfür wird der Fall mit der größten axialen Belastung betrachtet, da dieser die größte Schwachstelle darstellt.

$$P_P = X \cdot F_r + Y_2 \cdot F_a \quad (6.12)$$

$$P_p = 0,65 \cdot 0N + 3 \cdot 62,38N = 187,14N$$

Damit kann die Lebensdauer berechnet werden.

$$L_{10,P} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad (6.13)$$

$$L_{10,P} = \left(\frac{2,51kN}{187,14N \cdot 10^{-3}}\right)^3 = 2412,8$$

$$L_{10h,P} = \left(\frac{10^6 \cdot L_{10}}{60 \cdot n}\right) \quad (6.14)$$

$$L_{10h,P} = \left(\frac{10^6 \cdot 2412,8}{60 \cdot \frac{1}{1800min}}\right) = 7,24 \cdot 10^{10}min$$

Dadurch, dass die Umlaufgeschwindigkeit sehr gering ist, ergibt die Lebensdauer einen sehr hohen Wert. Wichtig ist es zusätzlich die axiale Belastbarkeit des Pendellagers zu überprüfen, da es nicht üblich ist ein solches Lager so hoch axial zu belasten. Hierfür gibt es die folgende Formel aus dem SKF-Datenblatt:

$$F_{ap} = 0,003 \cdot B \cdot d > F_a \quad (6.15)$$

Die Lagerbreite B und der Bohrungsdurchmesser d werden aus den technischen Daten des SKF 126TN9 Pendellagers (siehe Anhang – Pendelkugellager Datenblatt) entnommen.

$$F_{ap} = 0,003 \cdot 6 \cdot 6 > F_a \quad (6.16)$$

$$F_{ap} = 108N > 62,38N$$

Damit ist auch diese Bedingung erfüllt.

Zusätzlich gilt es die vorhandene Last mit der Mindestlast zu vergleichen. Die Formel zur Berechnung der Mindestbelastung wird aus den Produktdetails des Pendellagers aus dem SKF-Datenblatt (SKF Online Katalog, 2024) entnommen.

$$0,01 \cdot C < F_a \quad (6.17)$$

$$0,01 \cdot 2,51kN = 25,1N < 62,38N$$

Es wird 1% der dynamischen Tragzahl als Mindestbelastung empfohlen, was in diesem Fall bei 25,1N liegt und damit geringer ist als die tatsächliche axiale Last von 62,38N.

Als Schmierstoff wird ein Schmierfett mit gutem EP-Verhalten empfohlen, um den hohen axialen Druck im Lager abzdämpfen. In Frage kommt das Schmierfett SKF LGEM 2 (siehe Anhang Schmierfett LGEM 2).

6.3 Gewicht am Antriebsbolzen

Um festzustellen, ob der Linearantrieb die Last am Bolzen tragen kann, müssen die Lasten identifiziert und gegengerechnet werden.

Angaben zur zulässigen Last werden aus dem Datenblatt des Antriebs entnommen (siehe Anhang - Antriebseinheit).

Max. Vorschubkraft des Linearmotors: $F_v = 150N$

Max. wirkenden Kräfte am Pendel: $F_{max} = 62,38N$

Daraus resultiert das max. zusätzliche Gewicht am Antriebsbolzen:

$$m_{max} = \frac{F_v - F_{max}}{g} = 8,93kg \quad (6.18)$$

Gewicht der Einzelteile am Bolzen:

Pendellager: $m_{Pl} = 0,014kg$

Die Volumenwerte für die Einzelteilmfertigungen entstammen aus dem CAD in Creo.

$$\text{Führungszylinder: } m_{Fz} = V_{Fz} \cdot \rho_{Al} = 72133,1mm^3 \cdot 0,0027 \frac{g}{mm^3} = 0,195kg \quad (6.19)$$

$$\text{Aufschraubplatte: } m_{Ap} = V_{Ap} \cdot \rho_{Al} = 5555,59mm^3 \cdot 0,0027 \frac{g}{mm^3} = 0,015kg \quad (6.20)$$

Gewindeflansch: $m_{Gf} = 0,0175kg$

Charron Ring: $m_C = 0,7195kg$

Durch Addition ergibt sich insgesamt ein zusätzliches Gewicht von: $m_{ges} \approx 1kg$

Maximal kann vom Antrieb eine zusätzliche Last, abzüglich der am Pendel wirkenden Kräfte, von knapp 9kg aufgenommen werden. Da das Gewicht der Bauteile, welche vom Antrieb gehoben werden, etwa 1kg beträgt, besteht hier kein Problem.

6.4 Pendelseilbestimmung

Für die Stabilität der Pendelschwingung ist auch die Bestimmung eines passenden Pendelseils von Bedeutung. Hier gibt es unterschiedliche Eigenschaften, die untersucht werden müssen, um zu bestimmen, welches Seil sich am besten für diese Anwendung eignet.

Mit den folgenden Formeln werden die Werte für die einzelnen Varianten bestimmt:

Querschnittsfläche: $A = \pi \cdot r^2$ (6.21)

Zugspannung: $\sigma_z = \frac{F}{A}$ (6.22)

Axiales Flächenträgheitsmoment (Kreis): $I = \pi \cdot \frac{D^4}{64}$ (6.23)

Biege widerstandsmoment (Kreisquerschnitt): $W = \frac{\pi \cdot D^3}{32}$ (6.24)

Biegespannung: $\sigma_b = \frac{M_b}{W_b}$ (6.25)

Für das Material der Drähte wird die hierfür übliche Stahlsorte S275J0, mit einer Zugfestigkeit R_m von 410MPa, betrachtet. Das Drahtseil hat nach DIN 13414-1 eine Zugfestigkeit von 1960MPa (Drahtseile24, 2023). Zur Berechnung der Zugspannung, wird der maximale Wert im Nulldurchgang von $F_{max} = 62,38N$ verwendet.

Mit der nachfolgenden Tabelle wird hierüber ein Überblick über die Zahlenwerte verschaffen:

Tabelle 2 - Seilwerte

Eigenschaft	Draht 0,5mm	Draht 1mm	Draht 2mm	1mm Drahtseil 7x7 Konstruktion
Querschnittsfläche A [mm ²]	0,196	0,785	3,142	0,785
Zugspannung σ_z [N/mm ²]	317,79	79,42	19,86	79,42
Zul. Spannung [N/mm ²]	80,36	321,85	1288,22	1538,60
Axiales Flächenträgheitsmoment I [MPa]	$3,07 \times 10^{-3}$	0,0491	0,785	-
Biege widerstandsmoment W [MPa]	0,0123	0,0982	0,785	-

Ein wichtiges Kriterium für die Auswahl eines passenden Pendelseils ist die Festigkeit gegen die vorhandene Zugbelastung. Es ist deutlich, dass ein Draht mit 1mm Durchmesser, mit einer

Bruchsicherheit von 4 ausreichend ist für die auftretenden Zugbelastungen, wohingegen ein kleiner gewählter Draht mit 0,5mm Durchmesser nicht mehr ausreichend wäre.

Dadurch, dass bei dünneren Drähten das Flächenträgheitsmoment im Vergleich zum Widerstandsmoment deutlich kleiner ist, erfährt es während dem aufgezwungenen Ausschlag ein geringeres Biegemoment im Drahtseil und „[...] reagiert dann wie eine Biegefeder“ (A. Meyer-Eschenbach, persönliche Kommunikation, 16. Februar 2024). Die Formel für die maximale Durchbiegung lässt sich folgend veranschaulichen:

Maximale Durchbiegung:
$$s_{max} = \frac{F \cdot l^3}{3 \cdot E \cdot I_b} \quad (6.26)$$

Ein geringeres Flächenträgheitsmoment I , welches sich im Nenner der Formel 6.26 befindet, führt hier somit zu einer größeren Durchbiegung und ist im Beispiel des 1mm Drahts um eine Dimension (da $2 \cdot I = W$) größer als der Effekt der Biegebeanspruchung.

Der Vergleich der herkömmlichen Drähte mit einem Drahtseil zeigt, dass Zweiteres für die Anwendung in diesem Pendel deutlich überdimensioniert ist und durch ihren robusten Aufbau höhere Querbelastungen erfährt.

Somit ist die Verwendung eines 1mm Drahts optimal für diesen Anwendungsbereich, da sie die zulässige Zugbeanspruchung nicht überschreitet und durch die Biegsamkeit geringere Querbelastungen im Material aufweist.

7. KONZEPTENTWURF

Im folgenden Kapitel wird das fertige Modell präsentiert und es erfolgt ein Rückbezug zu den anfangs definierten Anforderungen und Wünschen. Zusätzlich werden die Stückliste sowie alle noch benötigten Bauteile mit einer Kostenübersicht aufgeführt.

7.1 CAD-Modell

Das fertige Modell enthält nur eine Kugelbuchse, um die Montage und Demontage zu vereinfachen. Im letzten Kapitel wurde hierfür die Biegebeanspruchung des Führungsrohrs entsprechend ausgelegt. Die Antriebseinheit (Festo, 2024) bleibt mit seinem Aufbau ähnlich und wird nur an zwei Platten aus Aluminium befestigt, statt einer Plexiglasplatte. Justiert kann die Ausrichtung des Antriebs durch das Auf- und Abschrauben der Muttern an den vier Gewindestangen. Das Gehäuse ist auch noch frei beweglich, bis der Bolzen des Antriebs mit dem Führungszylinder verschraubt wird. Dieser Zylinder wird durch eine genormte Kugelbuchse LMEF-25-L-UU (Traceparts, 2024) geführt, welche vorher mit der Aluminiumplatte zentriert wird. Das Pendelseil wird durch die Fadenaufnahme geführt und durch eine Seilklemme festgeklemmt. Die rotatorische Bewegung und Neigung wird durch ein SKF-Pendelkugellager (SKF Online Katalog, 2024) gewährleistet.

In der folgenden Abbildung 28 ist der Aufbau in der seitlichen Schnittansicht zu sehen.

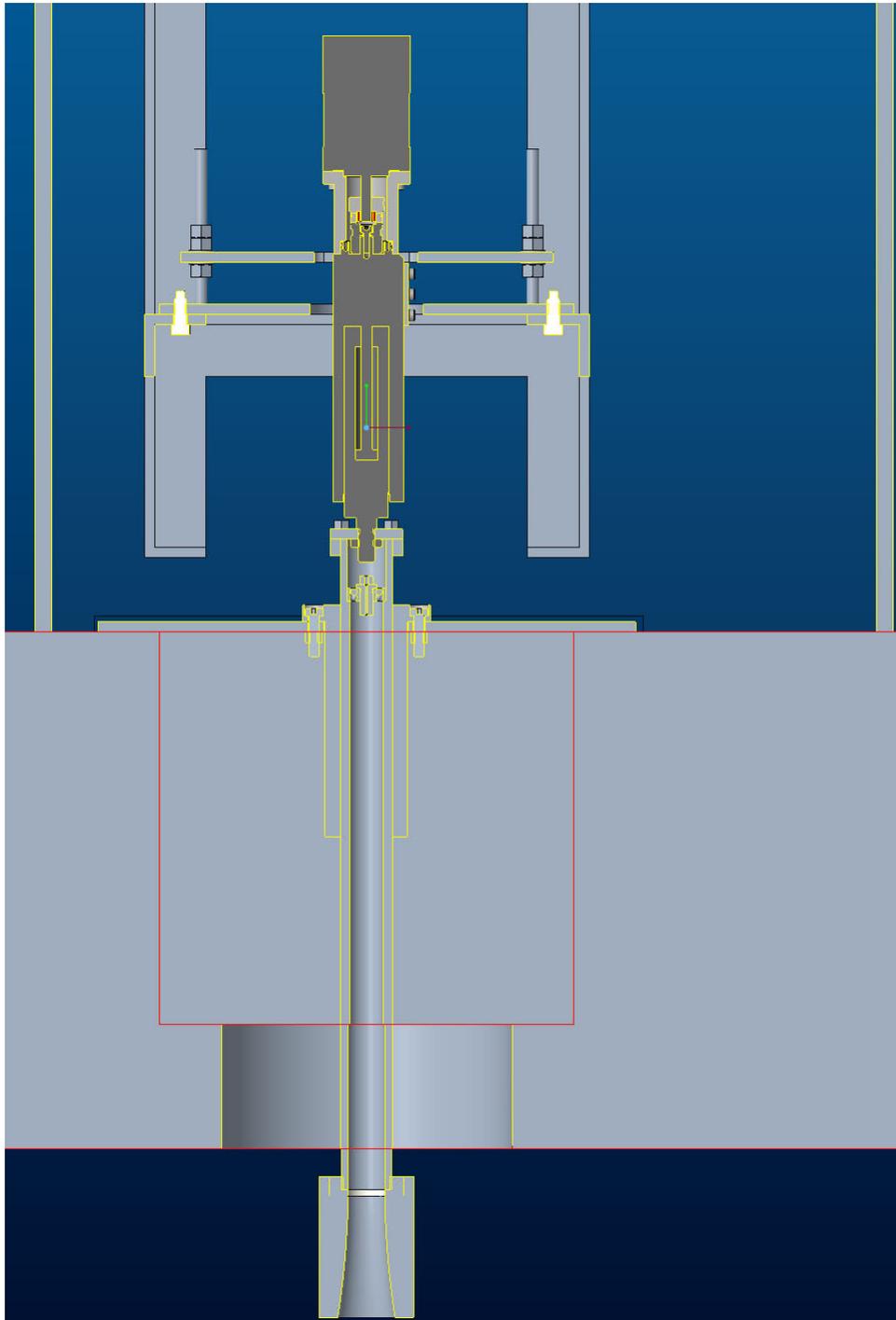


Abbildung 28 – Entwurfskonzept

Der Charron Ring wird am unteren Ende des Führungszylinders aufgeschraubt und somit mitsamt des Führungszylinders zentriert.

Im weiteren Verlauf wird auf die Anforderungsliste aus dem Kapitel 4.4 eingegangen, wobei jeder Abschnitt an Anforderungen in Klammern aufgeführt ist.

Alle Anschlussmaße werden berücksichtigt und einige vorherige Bauteile wiederverwendet (Punkt 1). Die Präzision und Stabilität (Punkt 2) wird durch die Justierung der Platte und der Antriebseinheit gewährleistet. Die präzise Führung des Pendelseils durch die Fadenaufnahme verläuft zentrisch durch den Charron Ring. Stabilität wird durch das Pendellager gewährleistet, welches im Führungszylinder sitzt. Die Aufnahme der Kräfte (Punkt 3) erfolgt über eine genormte Kugelbuchse. Die Lebensdauer und die weiteren Auslegungen sind in Kapitel 6 erfolgt. Für die reibungsarme Führung sorgt ebenfalls die Kugelbuchse. Durch die hohe Lebensdauer der genormten Standardbauteile ist das System wartungsarm und erfüllt durch Verwendung von korrosionsbeständigem Material auch das Kriterium eines langlebigen Pendels. Die Montage ist einfach gehalten und in dem nächsten Kapitel 8 dokumentiert (Punkt 6). Da es sich hier um eine Einzelfertigung handelt sind auch die Bauteile nur einmalig zu fertigen (Punkt 7). Die Kosten sind im nächsten Unterkapitel dargestellt. Zusätzlich wurden einige der bereits vorhandenen Bauteile, wie der Charron Ring und das Gehäuse wiederverwendet (Punkt 9). Die elektrische Leitfähigkeit wird durch ein elektrisch gut leitfähiges Material, dem Aluminium, gewährleistet (Punkt 10). Das Pendelseil lässt sich ohne großen Aufwand durch das Entfernen der Fadenaufnahme auswechseln und es ist auch von der Pendelkugel demontierbar (Punkt 11).

7.2 Stückliste mit Kostenübersicht

Einen allgemeinen Kostenplan ist in der nächsten Abbildung 29 dargestellt. Für die Links zu den Onlineshops der Einzelteile wird zur Dokumentation die entsprechende Excelliste bereitgestellt.

Kostenübersicht							
Pos.	Stk.	Beschreibung	Artikelnr.	Bemerkung	Werkstoff	Materialkosten (inkl MwSt. & Versand)	Fertigungskosten
1	1	Antriebseinheit	Festo EMM5-ST-42-S EPCC-B5 EAMM-A-V		-	vorhanden	-
2	1	Gehäuse	Plexiglas mit Stahlträgern	Hinzufügen von vier Bohrungen notwendig	-	vorhanden	25 €
3	1	Antriebhalterung	Festo Nutzensteinbefestigung		-	vorhanden	-
4	1	Pendellager	SKF 126TN9		-		24,44 €
5, 6, 7, 12	1	Aluminiumblech	Dicke: 5mm - 460x380 180x180, 200x200 260x260, 35x35	Aus einer großen Platte werden alle 4 Aluminiumplatten geschnitten	AlMg 3-50-1	44,82 €	50 €
8	1	Charron Ring	Einzelteilanfertigung		-	vorhanden	-
9	1	Fadenaufnahme	Vollmaterial, rund		AlMgSi0,5	6,74 €	50 €
10	1	Führungszylinder	Rundrohr: 25x5, l=400mm		AlMgSi0,5	5,94 €	75 €
11	1	Gewindeflansch	KIPP - Gr. 12		Aluminium	30,73 €	-
13	62	Drahtseil Stoppbülsen	für 1mm Seil			9,92 €	-
14	4	Schrauben	DIN7984 M4x12	Preis gilt nur bei gemeinsamen Kauf aller Schrauben und Muttern	-	34,96 €	-
15	4	Schrauben	DIN7984 M5x20		-	siehe Pos. 15	-
17	4	Muttern	DIN555 M4	DIN934 im Online Shop	-	siehe Pos. 15	-
18	8	Muttern	DIN555 M5	DIN934 im Online Shop	-	siehe Pos. 15	-
19	12	Muttern	DIN555 M6	DIN934 im Online Shop	-	vorhanden	-
20	4	Schrauben	DIN933 M6x16		-	siehe Pos. 15	-
21	4	Schrauben	DIN6921 M5x16		-	siehe Pos. 15	-
22	8	Unterlegscheiben	DIN988 M6x12x100		-	vorhanden	-
23	4	Gewindestangen	DIN976-1 M6		-	vorhanden	-
24	1	Kugelbuchse	LMEF-25-L-UU		-	39,25 €	-
Zusätzlich	1	Schmierfett	DIN 51502 KPF2K-30		Fett	17,50 €	-
Zusätzlich	50	Passplatten	single-plate		Edelstahl (1.4301/ AISI 304, 1.4310 / AISI 301)	70,81 €	-
Gesamt						Kosten (Material+Fertigung)	485,11 €

Abbildung 29 – Kostenübersicht & Stückliste

Die Einzelteile sind nach ihrer Positionsnummer in der Zusammenbauzeichnung sortiert. Für das Angebot der Passplatten siehe Anhang „Passplatten Angebot von Peel Plate“. Die Summe gilt nur für dieses Angebot. Die Bauteile können nach Belieben auch bei anderen Herstellern eingekauft werden, insoweit sie derselben Norm und Anforderung entsprechen.

Für die Einzelfertigungen sind die Einzelteilzeichnungen angefertigt worden, welche im Anhang unter Zeichnungsableitungen zu finden sind.

Insgesamt liegt der Kostenaufwand mitsamt den Material- und Fertigungskosten bei 485,11€. Einige weitere Werte können je nach Angebot und Händler variieren.

8. MONTAGEANLEITUNG

Dieses Kapitel ist in die Abschnitte Vormontage und Hauptmontage unterteilt. Die Vormontage stellt den Großteil der Montage dar und kann in einem separaten Raum stattfinden, abseits vom Einbauort, stattfinden.

8.1 Vormontage

Vor der Montage müssen noch vier M6.6 Bohrungen am Stahlträger im Glasgehäuse hinzugefügt werden, sodass diese genau mit den Bohrungen der unteren Antriebsplatte (Pos. 7) übereinstimmen.

Hierfür kann der Stahlträger vom Plexiglasgehäuse abgeschraubt (siehe Abbildung 30) und die Platte (Pos. 7) als Vorlage an der unteren Ebene der Stahlkonstruktion verwendet werden. Die Schrauben werden für den Wiederausammenbau vorerst beiseitegelegt.



Abbildung 30 - Plexiglasgehäuse

Eine Stopfhülse (Pos. 23) sollte am Ende des 1mm Drahtes mit Hilfe einer Pressklemmenzange zusammengepresst werden. Zuletzt wird der Antrieb aus den bisherigen Halteplatten entnommen, wobei die Antriebseinheit selbst und die Nutzensteinbefestigung (siehe Abbildung 31), sowie die 4 Gewindestangen und Muttern für den weiteren Wiederaufbau beiseitegelegt werden.

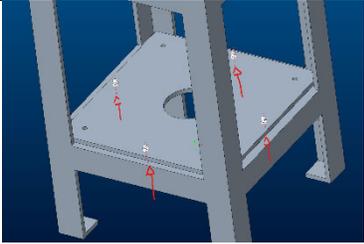
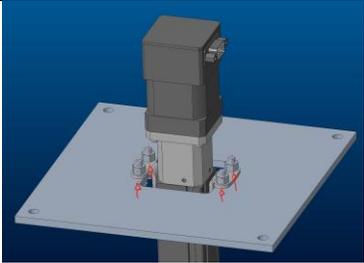
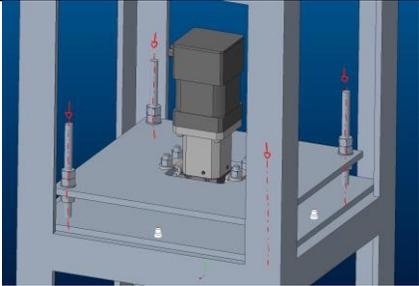
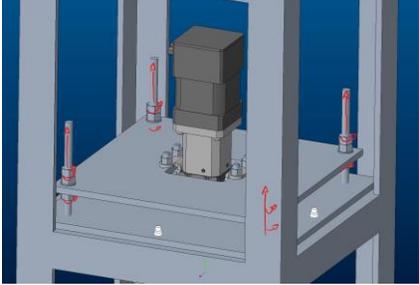


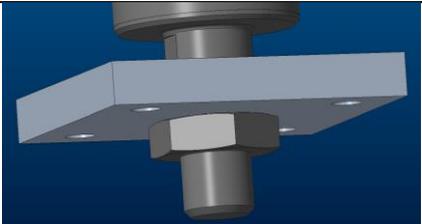
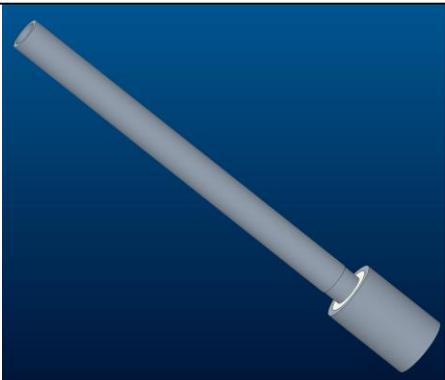
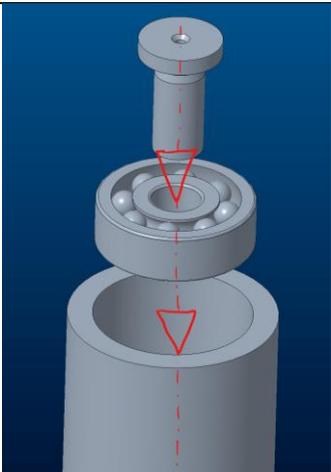
Abbildung 31 - Antrieb mit Nutzensteinbefestigung

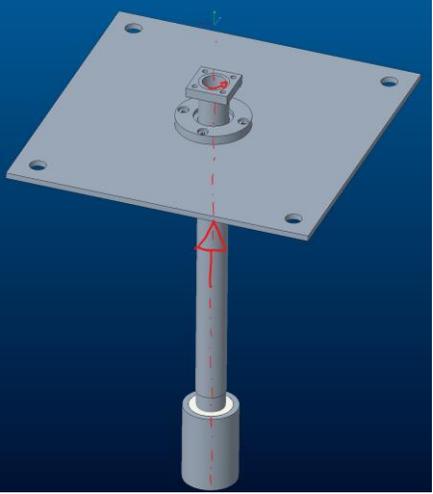
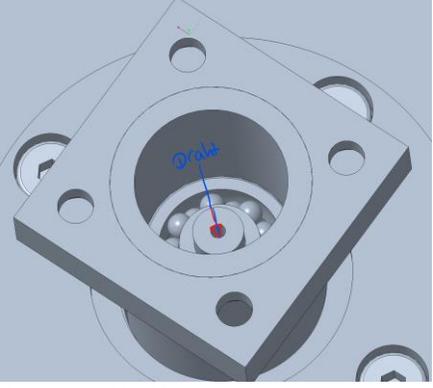
Für eine generelle Übersicht des Aufbaus kann die Zusammenbauzeichnung, welche im Anhang unter Zeichnungsableitungen beigefügt ist, genutzt werden. Die Positionsnummern entsprechen jeweils der Nummern aus dem Zusammenbau.

Die Bauteile müssen wie folgt vormontiert werden:

Tabelle 3 – Vormontage

Schritt	Teilenummer	Beschreibung	Bild
1	2 ,7, 20	Die untere Antriebsplatte (Pos. 7) auf die untere Ebene des Stahlträgers (Pos. 2) mit vier M6 Schrauben (Pos. 20) befestigen.	 <p>Abbildung 32 – Montagebild 1</p>
2	1, 3, 6	Den Antrieb (Pos. 1) mit der Nutensteinbefestigung (Pos. 3) an die Antriebsplatte (Pos. 6) verschrauben. Hierfür werden die bereits vorhandenen Schrauben verwendet.	 <p>Abbildung 33 - Montagebild 2</p>
3	1, 6, 19, 23	Montieren der zweiten Antriebsplatte (Pos. 6) mitsamt Antrieb (Pos. 1) mit den Gewindestangen (Pos. 23) und M6 Muttern (Pos. 19) an die untere Antriebsplatte.	 <p>Abbildung 34 - Montagebild 3</p>
4	1, 19	Justierung des Antriebs (Pos. 1) durch Aufschauben der Muttern (Pos. 19) auf die oberste Position.	 <p>Abbildung 35 - Montagebild 4</p>

5	1, 5	Die Aufschraubplatte (Pos. 5) an den Bolzen des Antriebs (Pos. 1) mit der entsprechenden M8 Mutter verschrauben.	 <p>Abbildung 36 - Montagebild 5</p>
6	13, 16, 18, 24	Die Kugelbuchse (Pos. 24) mit den M5 Zylinderschrauben (Pos. 16) und M5 Muttern (Pos. 18) an die Aluminiumplatte (Pos. 13) verschrauben.	 <p>Abbildung 37 - Montagebild 6</p>
7	8, 11	Den Charron Ring (Pos. 8) auf das jeweilige Ende des Führungszylinders (Pos. 11) drehen.	 <p>Abbildung 38 - Montagebild 7</p>
8	4, 10, 11	In die Passung des freien Endes das geschmierte Pendellager (Pos. 4) einführen und die Fadenaufnahme (Pos. 10) hinzufügen.	 <p>Abbildung 39 - Montagebild 8</p>

9	11 ,12	Den Führungszylinder (Pos. 11) durch die vorbereitete Kugelbuchse führen und am anderen Ende den Gewindeflansch (Pos. 12) raufdrehen.	 <p>Abbildung 40 - Montagebild 9</p>
10	10	Der 1mm Draht durch die Fadenaufnahme (Pos. 10) führen, bis die Stopphülse an der Fadenaufnahme anliegt und das andere Ende des Seils unten komplett rausschaut.	 <p>Abbildung 41 - Montagebild 10</p>

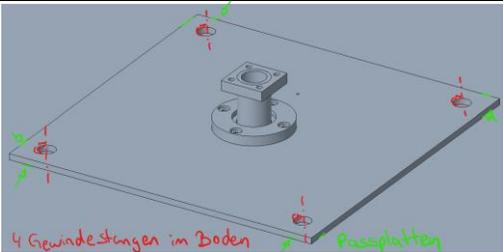
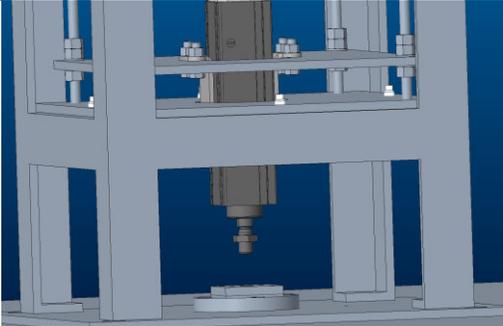
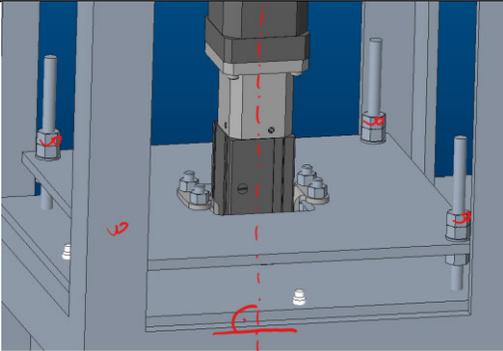
Um das andere Ende des Drahts zu erreichen, empfiehlt es sich, am unteren Ende vorläufig eine etwas schwere Masse (etwa 2kg) zu befestigen.

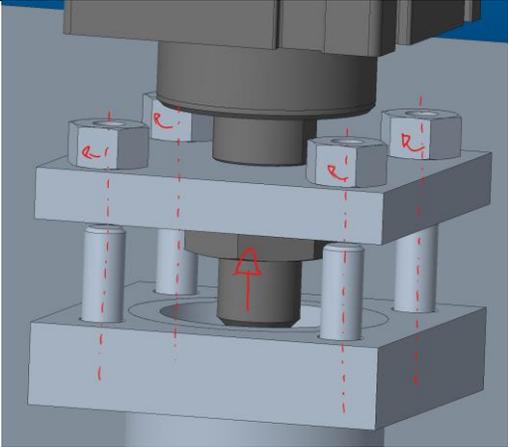
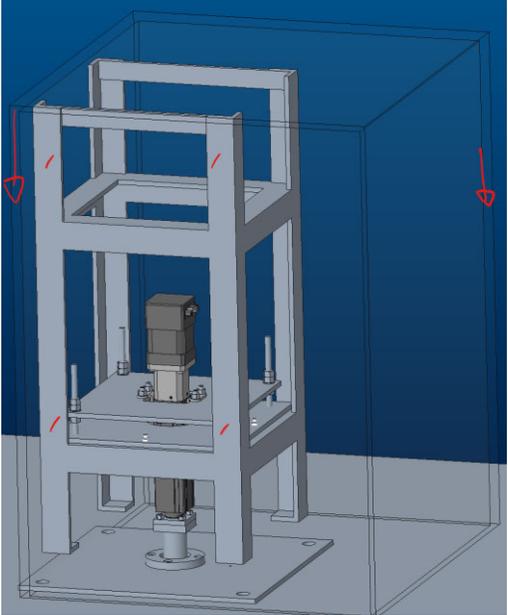
Alle vorbereitenden Maßnahmen sind durchgeführt worden und es kann nun mit der Montage im 5. Stock des Gebäude BT21 fortgefahen werden.

8.2 Hauptmontage

In den nachfolgenden Schritten wird die Montage am Ort der Aufhängung im 5. Stock des BT21 beschrieben.

Tabelle 4 - Hauptmontage

Schritt	Teilenummer	Beschreibung	Bild
11	11, 13, 24	Die in Schritt 4 vorbereitete Aluminiumplatte (Pos. 13) mit der integrierten Kugelbuchse (Pos. 24) und mitsamt des vorbereiteten Führungsrohrs (Pos. 11) entsprechend den Gewindeschrauben in der Decke mit vorhandenen Muttern verschrauben. Zum Ausgleich der Bodenunebenheiten die Passplatten an den jeweiligen Schraubenpositionen verwenden.	 <p>Abbildung 42 - Montagebild 11</p>
12	2, 13	Den Stahlträger (Pos. 2) mit den vorbereiteten Antriebsplatten in Position über die Platte auf der Decke (Pos. 13) bringen.	 <p>Abbildung 43 - Montagebild 12</p>
13	1	Den Antrieb mit Hilfe der Gewindeschrauben so justieren, dass seine Längsachse orthogonal zum Boden ausgerichtet ist.	 <p>Abbildung 44 - Montagebild 13</p>

14	5, 12, 15	<p>Durch Hochziehen des Führungsrohrs, den Gewindeflansch (Pos. 12) mit der Aufschraubplatte (Pos. 5) durch vier M4 Schrauben (Pos. 15) und M4 Muttern (Pos. 15) verbinden.</p>	 <p>Abbildung 45 - Montagebild 14</p>
15	1, Rest	<p>Das Plexiglasgehäuse auf den Stahlträger positionieren und die entfernten Verschraubungen wieder hinzufügen. (hierfür am besten den Antrieb etwas weiter runter positionieren, dass der Stahlträger schwebt, oder eine zweite Person hält den Träger, bis das Plexiglasgehäuse aufgeschoben und montiert wird.</p>	 <p>Abbildung 46 - Montagebild 15</p>

Die komplette Montage ist abgeschlossen und es muss nun die Ansteuerung des Antriebs getestet werden.

9. FAZIT

Das Ziel der Arbeit besteht darin eine Aufhängung für ein langlebiges Pendel an der HAW Hamburg zu konstruieren. Die Herausforderung hierbei ist, die Konstruktion an den vorhandenen Linearantrieb anzupassen. Hierfür war es notwendig, die vorherige Aufhängung zu betrachten, um die Probleme und Schwachstellen zu analysieren. Die Anforderungsliste bildet die Grundlage für das Entwerfen der einzelnen Teillösungen. Durch die Vorgehensweise des methodischen Konstruierens nach Pahl/Beitz (Hrsgg. Feldhusen & Grote, 2013) konnten Lösungen für die Teilfunktionen erarbeitet werden, durch welche mehrere Konzepte erstellt werden konnten. Durch kritische Bewertung und Vergleich mit funktionierenden Varianten konnte eine passende Lösung gefunden werden, welche weiter detailliert wurde. Die Erstellung der Zeichnungen und Stücklisten erfolgt am Ende und sind vollständig für die Fertigung der Einzelteile. Hierfür ist zusätzlich ein Kostenplan angefertigt, welcher sowohl die Material- als auch grobe Fertigungskosten einschließt. Das abschließende Kapitel ist die Montage der ausgearbeiteten Konstruktion.

Im Rahmen der Anforderungsliste ergab sich die Forderung, dass die am Pendel auftretenden Kräfte aufgefangen werden, sodass die Biegebeanspruchung des Bolzens am Antrieb entlastet wird. Hierfür muss eine Berechnung durchgeführt werden, um die Traglast zu ermitteln. Um diese Beanspruchung aufzufangen, wird die Kugelbuchse eingebaut, welche für die Aufnahme der Biegebeanspruchung ausgelegt ist. Ein weiterer Aspekt, den diese Buchse erfüllt, ist die lineare Führung der Pendelachse. Es wird eine zu dem Boden normal ausgerichtete Bewegung der Längsachse gewährleistet, indem die Buchse entsprechend eingebaut wird. Durch die Aufnahme der Fadenkraft innerhalb des Führungszylinders können die von außen angreifenden Kräfte optimal in die außenliegende Buchse geleitet werden. Die Schiefstellung des Pendellagers ermöglicht das Hin- und Herschwenken der Pendelbewegung. Der Führungszylinder nimmt unter anderem auch Biegekräfte am Charron Ring auf, welcher aufgeschraubt ist. Wenn das Seil hier ausschlägt, darf keine zu hohe Biegespannung im Material entstehen, um Verformungen zu vermeiden. Die Auslegung und Berechnung des Rohrs ergab, dass eine minimale Durchbiegung durch Ausschlag des Pendelseils vorhanden ist. Diese ist akzeptabel und kann so verwendet werden.

Eine mögliche Verbesserung im Konzept besteht in der Auswahl einer alternativen Lösung, um die Schiefstellung des Pendels zu ermöglichen, statt Nutzung eines Pendellagers. Pendellager werden üblicherweise in Systemen mit deutlich höheren Drehzahlen eingesetzt und für höhere Radiale Belastungen ausgelegt. Sie sind deshalb hier unüblich, jedoch ausreichend für die zu erfüllende Funktion. Zusätzlich entsteht eine geringe Durchbiegung im Führungsrohr, welche im besten Fall gegen Null gehen soll. In diesem Fall wurde sich dafür entschieden, das in Kauf zu nehmen, um eine einfache Montage, durch Einbau einer einzelnen statt zweier Buchsen, zu gewährleisten.

Der vorliegende Konzeptentwurf erfüllt alle ermittelten Anforderungen und ist entsprechend bereit nach der Montage in Betrieb genommen zu werden. Insgesamt ist das Ergebnis

zufriedenstellend und kann nach den erstellten Zeichnungsableitungen gefertigt und montiert werden.

10. QUELLENVERZEICHNIS

1. **Hrsgg. Feldhusen J., & Grote K. H.** (2013) *Pahl/Beitz Konstruktionslehre*. (8. Auflage). Springer Vieweg
2. **Baumann, B.** [elektronischer Anhang] (o. D.). *Die Dynamik des Foucaultschen Pendels*.
3. **Müller, E.W.** (2003, 05. Mai) *Konzeption, Bau und Inbetriebnahme eines Foucaultschen Pendels am Kirchhoff-Institut für Physik*. <https://www.kip.uni-heidelberg.de/Veroeffentlichungen/download.php/4376/ps/mueller-ekki-staatsex.pdf>
4. **Schlichting, H. J.** (1991) *Aus „Auf und Ab“ mach „Hin und Her“*. https://www.uni-muenster.de/imperia/md/content/fachbereich_physik/didaktik_physik/publikationen/aus_auf_u_nd_ab.pdf
5. **Mousset, A., Trap, G.** (2015, 03. August) *Das Foucault'sche Pendel*. Science. <https://www.science.lu/de/das-foucaultsche-pendel/wieso-zeigt-es-uns-dass-die-erde-sich-dreht>
6. **Bruhns, H.** [elektronischer Anhang] (2021) *Foucaultsches Pendel: Entwicklungsstand Anfang Oktober 2021*.
7. **Wittel, Jannasch, Voßiek, Spura.** (2017) *Roloff/ Matek Maschinenelemente*. (23. Auflage). Springer Vieweg
8. **THK-Hauptkatalog.** (2024) *THK-Hauptkatalog: Kugelbuchsen ab S.540*. https://pdf.directindustry.de/pdf/nadella-group/thk-gesamtkatalog/40301-378001-_4.html
9. **Dittmann, J. P., Hoffmann, B., Reinhardt, F., Schlachter, T.** (2020) *Erneuerung der Antriebseinheit des Foucaultschen Pendels der HAW Hamburg*. Bachelorprojekt
10. **SKF Online Katalog.** (2024) *SKF Online Katalog Pendelkugellager*. <https://www.skf.com/de/products/rolling-bearings/ball-bearings/self-aligning-ball-bearings/loads>
11. **DIN 13414-1.** (2023) *DIN 13414-1 unter Technische Details*. Drahtseile24. <https://www.drahtseile24.de/drahtseil-meterware>
12. **Traceparts** (2024). *Traceparts CAD-Bauteile*. <https://www.traceparts.com/de>
13. **Festo** (2024). *Festo CAD-Bauteile*. <https://www.festo.com/de/de/>

11. ANHANG

Technische Datenblätter

Antriebseinheit.....	60
Schmierfett LGEM 2.....	62
Kugelbuchse LMEF-25 Datenblatt.....	64
Kugelbuchse Passungen.....	65
THK Kugelbuchse Lebensdauerberechnung.....	66
Pendelkugellager Datenblatt.....	68
Passplatten Angebot von Peel Plate.....	72

Zeichnungsableitungen

Zusammenbau: Konzeptentwurf_aktuell.....	74
Einzelteil: Platte_Decke_KE.....	75
Einzelteil: Fadenaufnahme2.....	76
Einzelteil: Antriebaufschraubplatte.....	77
Einzelteil: Antriebplatte_neu.....	78
Einzelteil: Antriebplatte_unten.....	79
Einzelteil: Fuehrungszylinder.....	80

Elektronischer Anhang

Der elektronische Anhang wird auf einem Datenträger der Bachelorarbeit beigefügt. Die vorhandenen Dateien sind hier aufgelistet.

1. CAD Zusammenbau mit Einzelteilen (creo in ZIP Format)
2. Anforderungsliste (Excel-Datei)
3. Kostenübersicht (Excel-Datei)
4. DFP_Baumann (PDF-Datei)
5. Bachelor Projekt Foucaultsche Pendel Dokumentation (PDF-Datei)
6. Foucault_November_2021_Bruhns (PDF-Datei)
7. THK Gesamtkatalog (HTML-Datei)

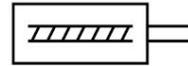
Alle weiteren Dokumente, die hier angehängt sind, sind auch auf dem Datenträger verfügbar.

Antriebseinheit

Elektrozylinder EPCC-BS-32-25-3P-A

Teilenummer: 5428833

FESTO



 Allgemeine Einsatzbedingungen

Datenblatt

Merkmal	Wert
Baugröße	32
Hub	25 mm
Hubreserve	0 mm
Kolbenstangengewinde	M8
Reversierspiel	100 µm
Spindeldurchmesser	8 mm
Spindelsteigung	3 mm/U
Max. Verdrehwinkel der Kolbenstange +/-	1 deg
Einbaulage	beliebig
Kolbenstangenende	Außengewinde
Motorart	Schrittmotor Servomotor
Positionserkennung	für Näherungsschalter
Konstruktiver Aufbau	Elektrozylinder mit Kugelgewindetrieb
Spindel-Typ	Kugelgewindetrieb
Symbol	00991941
Verdrehicherung/Führung	gleitgeführt
Max. Beschleunigung	5 m/s ²
Max. Drehzahl	3750 1/min
Max. Geschwindigkeit	0.188 m/s
Max. Geschwindigkeit der Referenzfahrt	0.01 m/s
Wiederholgenauigkeit	±0,02 mm
Einschaltdauer	100%
Korrosionsbeständigkeitsklasse KBK	0 - keine Korrosionsbeanspruchung
LABS-Konformität	VDMA24364-Zone III
Eignung zur Produktion von Li-Ionen Batterien	Metalle mit mehr als 1% Massenanteil Kupfer, Zink oder Nickel sind ausgeschlossen von der Verwendung. Ausgenommen sind Nickel in Stählen, chemisch vernickelte Oberflächen, Leiterplatten, Leitungen, elektrische Steckverbinder und Spulen
Reinraumklasse	Klasse 9 nach ISO 14644-1
Lagertemperatur	-20 °C ... 60 °C
Relative Luftfeuchtigkeit	0 - 95 % nicht kondensierend
Schutzart	IP40
Umgebungstemperatur	0 °C ... 60 °C
Aufprallenergie in den Endlagen	0.0036 J

Merkmal	Wert
Max. Antriebsmoment	0.15 Nm
Max. Moment Mx	0 Nm
Max. Moment My	1.5 Nm
Max. Moment Mz	1.5 Nm
Max. Radialkraft am Antriebsschaft	75 N
Max. Vorschubkraft Fx	150 N
Leerlaufantriebsmoment	0.065 Nm
Richtwert Nutzlast, waagrecht	24 kg
Richtwert Nutzlast, senkrecht	12 kg
Massenträgheitsmoment JH pro Meter Hub	0.0256 kgcm ²
Massenträgheitsmoment JL pro kg Nutzlast	0.0023 kgcm ²
Massenträgheitsmoment JO	0.0042 kgcm ²
Wartungsintervall	Lebensdauerschmierung
Bewegte Masse bei 0 mm Hub	98 g
Zuschlag bewegte Masse pro 10 mm Hub	3.3 g
Grundgewicht bei 0 mm Hub	225 g
Gewichtszuschlag pro 10 mm Hub	24 g
Befestigungsart	mit Innengewinde mit Zubehör
Werkstoff-Hinweis	RoHS konform
Werkstoff Gehäuse	Aluminium-Knetlegierung gleitoxidiert
Werkstoff Kolbenstange	hochlegierter Stahl rostfrei
Werkstoff Spindelmutter	Stahl
Werkstoff Spindel	Wälzlagerstahl

Schmierfett LGEM 2

SKF Bearing Grease

High viscosity bearing grease with solid lubricants

LGEM 2

SKF LGEM 2 is a high viscosity, mineral oil based grease using a lithium soap. Its content of molybdenum disulphide and graphite provides extra protection for harsh applications subjected to high loads, heavy vibrations and slow rotations.

- High oxidation stability
- Molybdenum disulphide and graphite provide lubrication even if the oil film breaks down

Typical applications

- Rolling element bearings running at low speed and very high loads
- Jaw crushers
- Track laying machines
- Lift mast wheels
- Building machines such as mechanical rams, crane arms and crane hooks



Available pack sizes

Packsize	Designation	Packsize	Designation
420 ml cartridge	LGEM 2/0.4	Electro-mechanical lubricators	
5 kg can	LGEM 2/5	TLSD series 125 ml	TLSD 125/EM2
18 kg pail	LGEM 2/18	TLSD series 125 ml refill	LGEM 2/SD125
180 kg drum	LGEM 2/180	TLSD series 250 ml	TLSD 250/EM2
Gas driven lubricators		TLSD series 250 ml refill	LGEM 2/SD250
LAGD series 60 ml	LAGD 60/EM2		
LAGD series 125 ml	LAGD 125/EM2		



Technical data

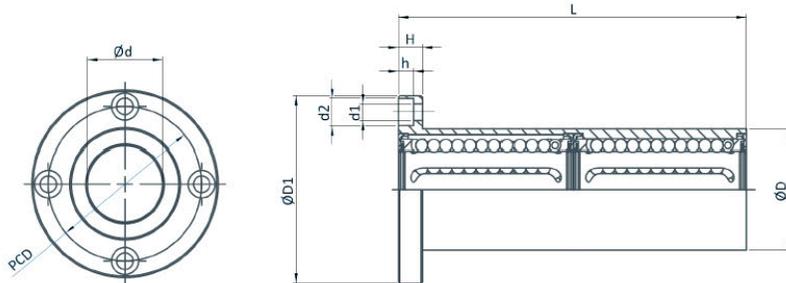
Designation	LGEM 2/(pack size)		
DIN 51825 code	KPF2K-20	Corrosion protection	
NLGI consistency class	2	Emcor: – standard ISO 11007	0–0
Thickener	Lithium/calcium	– water washout test	0–0 ¹⁾
Colour	Black	Water resistance	
Base oil type	Mineral	DIN 51 807/1, 3 hrs at 90 °C	1 max.
Operating temperature range	–20 to +120 °C (–5 to +250 °F)	Oil separation	
Dropping point DIN ISO 2176	>180 °C (>355 °F)	DIN 51 817, 7 days at 40 °C, static, %	1–5
Base oil viscosity		Lubrication ability	
40 °C, mm ² /s	500	R2F, running test B at 120 °C	Pass
100 °C, mm ² /s	32	Copper corrosion	
Penetration DIN ISO 2137		DIN 51 811	2 max. at 100 °C (210 °F)
60 strokes, 10 ^{–1} mm	265–295	Rolling bearing grease life	
100 000 strokes, 10 ^{–1} mm	+50 max.	R0F test, L ₅₀ life at 10 000 r/min., hrs	1 000 min. at 100 °C (210 °F)
Mechanical stability		EP performance	
Roll stability, 50 hrs at 80 °C, 10 ^{–1} mm	+50 max.	Wear scar DIN 51350/5, 1 400 N, mm	1,2 max.
V2F test	'M'	4–ball test, welding load DIN 51350/4, N	3 400 min.
		Shelf life	5 years

These characteristics represent typical values.

Kugelbuchse LMEF-25 Datenblatt



Linear-Kugellager Rundflansch, lang Linear ball bearing Round flange, long type



Abmessungen Dimensions (mm)

Gewicht Weight

Type	Ød	ØD	ØD1	L +/-0,3	H	PCD	d1x2xh	dyn C (N)	stat C ₀ (N)	Gew kg
LMEF-08-L	8	16	32	46	5	24	3,5x6x3,1	421	804	0,06
LMEF-12-L	12	22	42	61	6	32	4,5x7,5x4,1	813	1570	0,11
LMEF-16-L	16	26	46	68	6	36	4,5x7,5x4,1	921	1780	0,16
LMEF-20-L	20	32	54	80	8	43	5,5x9x5,1	1370	2740	0,26
LMEF-25-L	25	40	62	112	8	51	5,5x9x5,1	1570	3140	0,54
LMEF-30-L	30	47	76	123	10	62	6,6x11x6,1	2500	5490	0,82
LMEF-40-L	40	62	98	151	13	80	9x14x8,1	3430	8040	1,81
LMEF-50-L	50	75	112	192	13	94	9x14x8,1	6080	15900	2,82
LMEF-60-L	60	90	134	209	18	112	11x17x11,1	7550	20000	4,92

Bestellbeispiel / Ordering designation

LMEF - L - 20 - UU



- die Tragzahlen gelten nur bei Einsatz von gehärteten (min. 670 HV) und geschliffenen Wellenlaufbahnen
- the load capacities are valid only if hardened (min. 670 HV) and ground shaft raceways are used

Montage der Kugelbuchse

[Innendurchmesser des Gehäuses]

Tab. 3 gibt die empfohlenen Toleranzen des Gehäuse-Innendurchmessers für die Kugelbuchse an. Für den Einbau der Kugelbuchse in das Gehäuse wird im Normalfall eine Spielpassung empfohlen. Für geringeres Spiel empfiehlt sich die Verwendung einer Übergangspassung.

Tab. 3 Innendurchmessertoleranz des Gehäuses

Typ		Gehäuse	
Typ	Genauigkeit	Spielpassung	Übergangspassung
LM	Hochgenauigkeitsklasse (kein Symbol)	H7	J7
	Präzisions- klasse (P)	H6	J6
LME	—	H7	K6, J6
LMF	Hochgenauigkeits- klasse (kein Symbol)	H7	J7
LMK			
LMH			
LM-L			
LMF-L			
LMK-L			
LMH-L			

[Spiel zwischen Kugelbuchse und Welle]

Bei Einsatz einer Kugelbuchse auf einer Welle wird im standardmäßig Normalspiel und zur Verringerung des Spiels enges Spiel eingestellt.

Hinweis1: Wenn das Spiel nach Einbau negativ sein soll, sollten die in der Tabelle angegebenen Toleranzen für das Radialspiel nicht überschritten werden.

Hinweis2: Die Toleranzen der Wellen für Kugelbuchsen vom Typ SC, SL, SH und SH-L fallen in die Hochgenauigkeitsklasse (kein Symbol).

Tab. 4 Außendurchmessertoleranz der Welle

Typ		Welle	
Typ	Genauigkeit	Normalspiel	Enges Spiel
LM	Hochgenauigkeitsklasse (kein Symbol)	f6, g6	h6
	Präzisions- klasse (P)	f5, g5	h5
LME	—	h7	k6
LMF	Hochgenauigkeits- klasse (kein Symbol)	f6, g6	h6
LMK			
LMH			
LM-L			
LMF-L			
LMK-L			
LMH-L			

THK Kugelbuchse Lebensdauerberechnung

[Berechnung der nominellen Lebensdauer]

Die nominelle Lebensdauer der Kugelbuchse wird nach der folgenden Gleichung berechnet.

$$L = \left(\frac{f_m \cdot f_r \cdot f_c \cdot C}{f_w \cdot P_c} \right)^3 \times 50$$

- L : Nominelle Lebensdauer (km)
- C : Dynamische Tragzahl (N)
- P_c : Berechnete Belastung (N)
- f_r : Temperaturfaktor (siehe Abb.2 auf A-557)
- f_c : Kontaktfaktor (siehe Tab.2 auf A-557)
- f_w : Belastungsfaktor (siehe Tab.3 auf A-557)
- f_m : Härtefaktor (siehe Abb.1)

● Bei einer einzelnen oder zwei dicht aneinandergesetzten Kugelbuchsen unter Momentbelastung

Wenn eine einzelne oder zwei dicht aneinandergesetzte Kugelbuchsen mit einer Momentbelastung beaufschlagt werden, muss die äquivalente radiale Belastung bei wirkendem Moment berechnet werden.

$$P_e = K \cdot M$$

- P_e : Äquivalente radiale Belastung (N) (bei wirkendem Moment)
- K : Äquivalenzfaktoren (siehe Tab.4 bis Tab.6 auf A-558)
- M : Wirkendes Moment (Nmm)

Es wird jedoch davon ausgegangen, dass "P_e" innerhalb der statischen Tragzahl (C₀) liegt.

● Betrieb bei gleichzeitiger Radial- und Momentbelastung

Bei gleichzeitiger Radial- und Momentbelastung basiert die Ermittlung der nominellen Lebensdauer auf der Summe aus Radialbelastung und äquivalenter Radialbelastung.

■f_m: Härtefaktor

Für maximale Tragzahlen der Kugelbuchse muss die Härte der Laufbahnen zwischen 58 und 64 HRC liegen.

Liegt die Härte unter dem angegebenen Mindestwert, sind die dynamische und die statische Tragzahl kleiner. Deshalb muss jede Tragzahl mit dem entsprechenden Härtefaktor (f_m) multipliziert werden.

Im Normalfall f_m=1,0, da die Kugelbuchse ausreichende Härte aufweist.

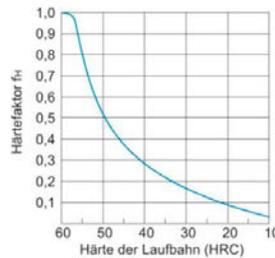


Abb.1 Härtefaktor (f_m)

■f_r: Temperaturfaktor

Überschreitet die Umgebungstemperatur der Kugelbuchse während des Betriebs 100°C, sind die negativen Auswirkungen hoher Temperaturen zu berücksichtigen und die Tragzahlen mit dem Temperaturfaktor aus Abb.2 zu multiplizieren.

Darüber hinaus muss die jeweilige Kugelbuchse für hohe Temperaturbereiche geeignet sein.

Hinweis: Für den Einsatz bei Umgebungstemperaturen über 80°C sollten Kugelbuchsen mit Stahlkäfig verwendet werden.

■f_c: Kontaktfaktor

Werden mehrere Kugelbuchsen eng zusammengesetzt, wird die Linearbewegung durch Momente und Montagegenauigkeit beeinflusst, so dass eine gleichmäßige Lastverteilung schwer zu erreichen ist. Bei solchen Anwendungen sind die Tragzahlen (C) und (C₀) mit dem entsprechenden Kontaktfaktor aus Tab.2 zu multiplizieren.

Hinweis: Bei erwarteter ungleicher Lastverteilung in großen Maschinen ist der jeweilige Kontaktfaktor aus Tab.2 zu berücksichtigen.

■f_w: Belastungsfaktor

Im Allgemeinen verursachen Maschinen mit oszillierenden Bewegungen beim Betrieb Schwingungen oder Stöße. Generell ist es äußerst schwierig, die im Hochgeschwindigkeitsbetrieb erzeugten Schwingungen und die Stoßbelastungen durch wiederholtes Anfahren und Anhalten genau zu bestimmen. Sind die tatsächlich auf die Kugelbuchse wirkenden Belastungen nicht messbar oder haben Geschwindigkeit und Stoßbelastungen großen Einfluss, ist die Tragzahl (C bzw. C₀) durch den entsprechenden Belastungsfaktor aus Tabelle Tab.3 zu dividieren.

[Lebensdauerberechnung]

Nach Berechnen der nominellen Lebensdauer (L) kann bei konstanter Hublänge und Zyklenzahl mit Hilfe der nachfolgenden Gleichung die Lebensdauer in Stunden berechnet werden.

$$L_h = \frac{L \times 10^3}{2 \times l_s \times n_1 \times 60}$$

- L_h : Lebensdauer (h)
- l_s : Hublänge (m)
- n₁ : Zyklenzahl pro Minute (min⁻¹)

Auswahl

Tragzahl und nominelle Lebensdauer

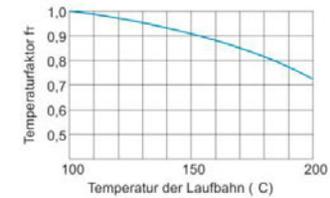


Abb.2 Temperaturfaktor (f_r)

Tab.2 Kontaktfaktor (f_c)

Anzahl der eng zusammengesetzten Kugelbuchsen	Kontaktfaktor f _c
2	0,81
3	0,72
4	0,66
5	0,61
Normalbetrieb	1

Tab.3 Belastungsfaktor (f_w)

Vibrationen/ Stöße	Geschwindigkeit (V)	f _w
dezent	sehr langsam V ≤ 0,25 m/s	1 bis 1,2
schwach	langsam 0,25 < V ≤ 1 m/s	1,2 bis 1,5
mittel	mittel 1 < V ≤ 2 m/s	1,5 bis 2
stark	hoch V > 2 m/s	2 bis 3,5

Kugelbuchsen

Tabelle Äquivalenzfaktoren

Tab.4 Äquivalenzfaktoren für Typ LM

Typ	Äquivalenzfaktor: K	
	Eine Kugelbuchse	Zwei Kugelbuchsen
LM 3	1,566	0,26
LM 4	1,566	0,21
LM 5	1,253	0,178
LM 6	0,553	0,162
LM 8S	0,708	0,166
LM 8	0,442	0,128
LM 10	0,389	0,101
LM 12	0,389	0,097
LM 13	0,343	0,093
LM 16	0,279	0,084
LM 20	0,257	0,071
LM 25	0,163	0,054
LM 30	0,153	0,049
LM 35	0,143	0,045
LM 38	0,127	0,042
LM 40	0,117	0,04
LM 50	0,096	0,032
LM 60	0,093	0,028
LM 80	0,077	0,022
LM 100	0,065	0,017
LM 120	0,051	0,015

Hinweis: Die Äquivalenzfaktoren für LMF, LMK, LMH und SC sind die gleichen wie für Typ LM.

Tab.5 Äquivalenzfaktoren für Typ LM-L

Baureihe/-größe	Äquivalenzfaktor: K	
	Einzelmutter	
LM 3L	0,654	
LM 4L	0,578	
LM 5L	0,448	
LM 6L	0,402	
LM 8L	0,302	
LM 10L	0,236	
LM 12L	0,226	
LM 13L	0,214	
LM 16L	0,192	
LM 20L	0,164	
LM 25L	0,12	
LM 30L	0,106	
LM 35L	0,1	
LM 40L	0,086	
LM 50L	0,068	
LM 60L	0,062	

Hinweis: Die Äquivalenzfaktoren für LMF-L, LMK-L, und LMH-L sind die gleichen wie für Typ LM-L.

Tab.6 Äquivalenzfaktoren für Typ LME

Baureihe/-größe	Äquivalenzfaktor: K	
	Einzelmutter	Zusammengesetzte Muttern
LME 5	0,669	0,123
LME 8	0,514	0,116
LME 12	0,389	0,09
LME 16	0,343	0,081
LME 20	0,291	0,063
LME 25	0,209	0,052
LME 30	0,167	0,045
LME 40	0,127	0,039
LME 50	0,105	0,031
LME 60	0,093	0,024
LME 80	0,077	0,018

Genauigkeitsklassen

Die Genauigkeit der Kugelbuchse bezüglich Innendurchmesser, Außendurchmesser und Exzentrizität finden Sie in der entsprechenden Tabelle. Die Genauigkeit des Typs LM bezüglich Innendurchmesser und Exzentrizität wird in zwei Genauigkeitsklassen eingeteilt: Hochgenauigkeitsklasse (kein Symbol) und Präzisionsklasse (P). Das Symbol für die Genauigkeit steht am Ende der Typenbezeichnung.

Die Genauigkeit für die Typen mit einstellbarem Spiel (-AJ) und offener Buchse (-OP) bezüglich Innen- und Außendurchmesser wird durch den Wert vor dem Trennstrich angegeben.

Pendelkugellager Datenblatt

23.04.24, 14:29

126 TN9 - Pendelkugellager | SKF



Image may differ from product. See technical specification for details.

126 TN9

Pendelkugellager

Pendelkugellager haben zwei Kugelreihen, eine gemeinsame kugelige Laufbahn im Außenring und zwei durchgängige Laufbahnnuten im Innenring. Sie sind unempfindlich gegenüber Schiefstellungen der Welle zum Gehäuse, die z.B. durch Wellendurchbiegungen verursacht werden können.

- Aufnahme statischer und dynamischer Schiefstellungen
- Sehr hohe Nenndrehzahlen
- Ausgezeichnetes Leichtbelastungsverhalten
- Reibungsarm

Übersicht

Abmessungen

Bohrungsdurchmesser	6 mm
Außendurchmesser	19 mm
Breite	6 mm

Leistung

Dynamische Tragzahl	2.47 kN
Statische Tragzahl	0.48 kN
Referenzdrehzahl	70 000 r/min
Grenzdrehzahl	45 000 r/min

Eigenschaften

Haltefunktion, Innenring	Kein(e/r)
Befestigungsfunktion, Lageraußenring	Kein(e/r)
Anzahl der Reihen	2
Bohrungstyp	Zylindrisch
Käfig	Nichtmetallisch
Radiale Lagerluft	CN
Toleranzklasse	Normal
Werkstoff, Lager	Wälzagerstahl
Beschichtung	Ohne
Dichtung	Ohne
Schmierstoff	Kein(e/r)
Nachschmierfunktion	Ohne

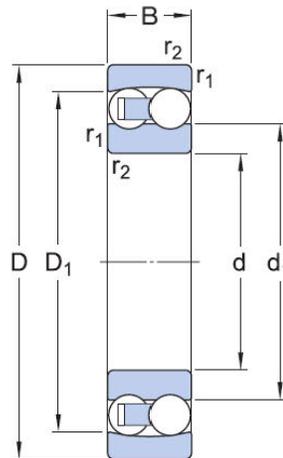
Logistik

Nettogewicht Produkt	0.0081 kg
eClass-Code	23-05-08-06
UNSPSC-Code	31171532

Technische Spezifikationen

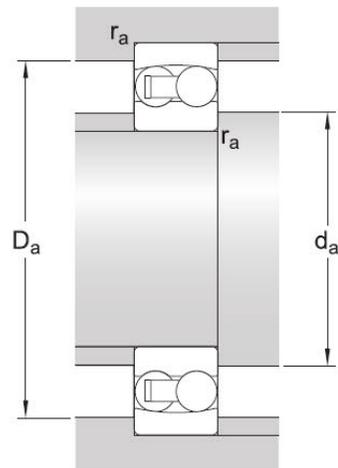
Abmessungen

Bohrungstyp		Zylindrisch
Bohrungsdurchmesser	d	6 mm
Außendurchmesser	D	19 mm
Breite	B	6 mm
Schulterdurchmesser Innenring	d_1	≈ 10.309 mm
Schulterdurchmesser Außenring	D_1	≈ 15.4 mm
Kantenabstand	$r_{1,2}$	min. 0.3 mm



Abmessungen

	Zylindrisch	Bohrungstyp
d	6 mm	Bohrungsdurchmesser
D	19 mm	Außendurchmesser
B	6 mm	Breite
d_1	≈ 10.309 mm	Schulterdurchmesser Innenring
D_1	≈ 15.4 mm	Schulterdurchmesser Außenring
$r_{1,2}$	min. 0.3 mm	Kantenabstand



Anschlussmaße

d_a	min. 8.4 mm	Durchmesser der Wellenanlauf­fläche
D_a	max. 16.6 mm	Durchmesser der Anlauf­fläche im Gehäuse
r_a	max. 0.3 mm	Rundungsradius

Berechnungsdaten

Dynamische Tragzahl	C	2.47 kN
Statische Tragzahl	C_0	0.48 kN
Ermüdungsgrenzbelastung	P_u	0.025 kN
Referenzdrehzahl		70 000 r/min
Grenzdrehzahl		45 000 r/min
Zulässige axiale Schiefstellung	α	3°
Berechnungsfaktor	k_f	0.04
Grenzwert	e	0.33
Berechnungsfaktor	Y_0	2
Berechnungsfaktor	Y_1	1.9
Berechnungsfaktor	Y_2	3

Gewicht

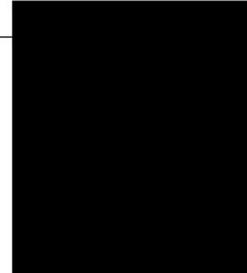
Gewicht Lager	0.009 kg
---------------	----------

Passplatten Angebot von Peel Plate



Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg
 Berliner Tor 5
 20099 Hamburg
 DEUTSCHLAND

Angebot
 Datum
 Kundennummer
 Lieferantenummer
 Ihre UstidNr
 Ihre Antragsnummer
 Ihr Anfragedatum/Zeichen
 Bearbeiter
 E-Mail
 Telefon
 Vertreter
 Kommission



Seite : 1 / 2

Wir bitten im Auftragsfall um Übersendung der Zeichnung(en) zusätzlich in DXF/DWG oder ähnlichem Format.

Pos.	Art-Nr. / Bezeichnung	Menge	Einh.	VE	Einzelpreis	Gesamtpreis €
***** - unsere Standardteile sind bereits ab 1 Stück bestellbar - Mindestmengenzuschlag i.H.v. € 10,00 unter € 100,00 Bestellwert netto ***** Wir gewähren Ihnen: - ab einem Bestellwert netto von € 500,00 3% Rabatt - ab einem Bestellwert netto von € 1.000,00 5% Rabatt - ab einem Bestellwert netto von € 2.000,00 7% Rabatt *****						
1	PP/SP10705/005 single-plate Unterlegblech 70x50x0,05 mm 1.4301/1.4310, SW 15	10,00	Stk	1	1,09	10,90
2	PP/SP10705/01 single-plate Unterlegblech 70x50x0,1 mm 1.4301/1.4310, SW 15	10,00	Stk	1	1,19	11,90
3	PP/SP10705/03 single-plate Unterlegblech 70x50x0,3 mm 1.4301/1.4310, SW 15	10,00	Stk	1	1,19	11,90
4	PP/SP10705/05 single-plate Unterlegblech 70x50x0,5 mm 1.4301, SW 15	10,00	Stk	1	0,95	9,50
5	PP/SP10705/10 single-plate Unterlegblech 70x50x1,0 mm 1.4301, SW 15	10,00	Stk	1	1,00	10,00
6	PP/9999 Fracht	1,00	Stk		5,30	5,30

Übertrag € 59,50

Hinweis: Dieses Angebot wurde maschinell erstellt und ist ohne Unterschrift gültig. Sämtliche von uns gelieferte Ware bleibt bis zur vollständigen Bezahlung, auch im Falle der Weiterveräußerung unser Eigentum. Dieses Angebot verfällt spätestens nach 4 Wochen, sofern nicht innerhalb dieses Zeitraums bestellt wird. Es gelten unsere allgemeinen Geschäftsbedingungen mit Stand vom 30.09.2019

www.peel-plate.com

[REDACTED]
Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg, 20099
Hamburg
Angebot AN32400520

Seite: 2/2
18.03.2024

Zwischensumme €	59,50
zzgl. MwSt 19,00 % aus € 59,50	11,31
Endsumme €	70,81

Konditionen:

Lieferung :frei Haus ab € 200,00 Bestellwert netto
Lieferzeit :i.d.R. ab Lager verfügbar
Versand :GLS PP
Zahlungsbedingung: Rechnung
30 Tage ohne Abzug 70,81 €

Dieses Angebot hat nur Gültigkeit, wenn alle Positionen zu mindestens den angebotenen Mengen in einem Auftrag bestellt werden.

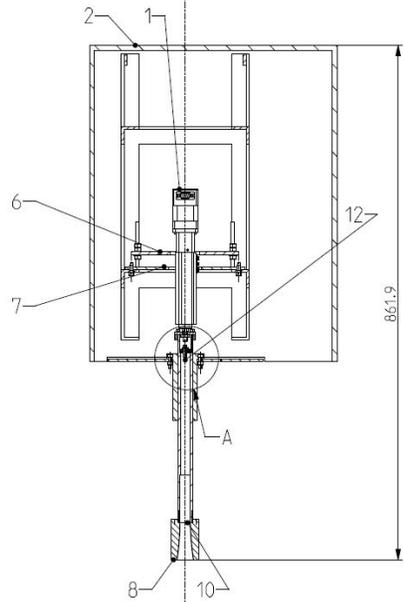
Bei Produktionsartikeln ist eine Unter- bzw. Überlieferung von bis zu 15% möglich.
Diese ist in jedem Fall zu akzeptieren. Produktionsartikel sind von der Rückgabe ausgeschlossen.

Wir hoffen Ihnen ein interessantes Angebot unterbreitet zu haben und würden uns über Ihre Bestellung freuen.

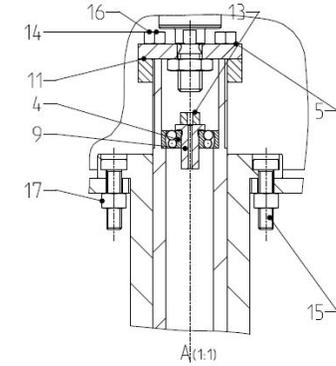
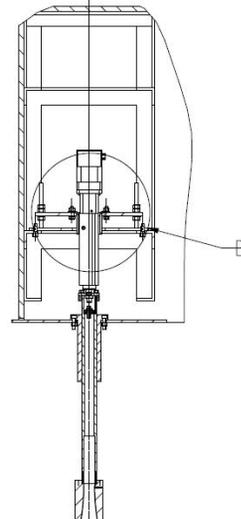
Bei Fragen stehen wir Ihnen gerne jederzeit zur Verfügung.

Hinweis: Dieses Angebot wurde maschinell erstellt und ist ohne Unterschrift gültig. Sämtliche von uns gelieferte Ware bleibt bis zur vollständigen Bezahlung, auch im Falle der Weiterveräußerung unser Eigentum. Dieses Angebot verfällt spätestens nach 4 Wochen, sofern nicht innerhalb dieses Zeitraums bestellt wird. Es gelten unsere allgemeinen Geschäftsbedingungen mit Stand vom 30.09.2019

MITTENSCHNITT2



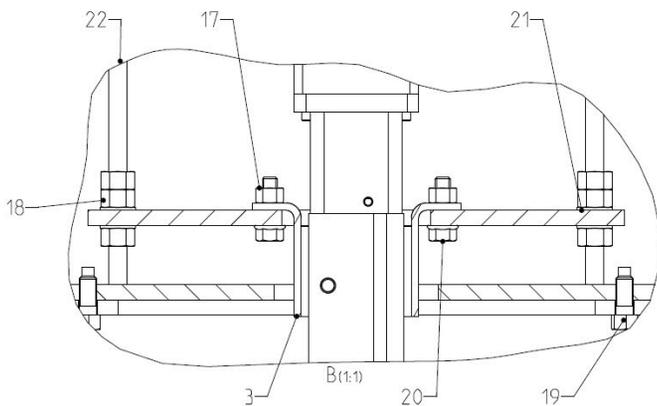
MITTENSCHNITT1



MITTENSCHNITT2-MITTENSCHNITT2

MITTENSCHNITT2

MITTENSCHNITT1-MITTENSCHNITT1



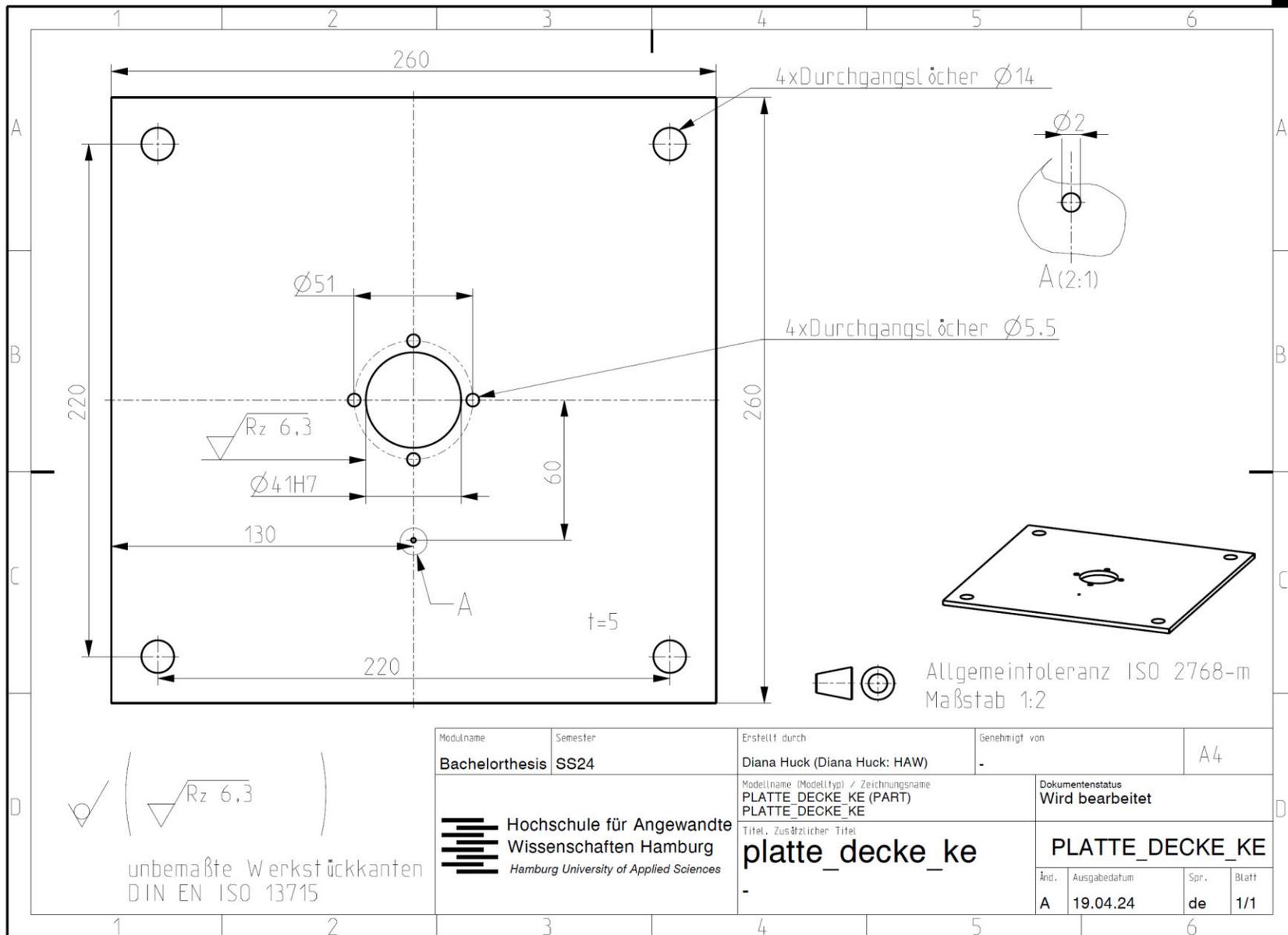
MITTENSCHNITT1



Allgemeintoleranz ISO 2768-m
Maßstab 1:5
Oberflächen DIN EN ISO 1302

Standardkürzliste (DIN 6774-1) / alle Objekte der obersten (aktuellen) Baugruppe					
Lfd. Nr.	Menge	Einheit	Benennung (zugehörige Bauteilname)	Identifikator (Sachnummer/Abstr.-Kurzbezeichnung)	Material (Hilfsbezug)
1	1	BIG	- (ANTRIEB)	-	-
2	1	BIG	- (GEMÄÜSE)	-	-
3	1	BIG	(S12157_EAHLFP2_32HIG)	-	-
4	1	BIG	(SIF_BEARING_126_TN9_2)	-	-
5	1	Stk	- (ANTRIEBSCHRAUBPLATTE)	-	-
6	1	Stk	- (ANTRIEBPLATTE-NEU)	-	-
7	1	Stk	- (ANTRIEBPLATTE-UNTER)	-	-
8	1	Stk	- (SCHARONRING)	-	-
9	1	Stk	- (FAEDIALFAHRZE)	-	-
10	1	Stk	- (FUHRUNGSSYLLINDER)	-	-
11	1	Stk	- (GEW INDEFLANSCH)	-	-
12	1	Stk	- (PLATTE-DECKE-KE)	-	-
13	1	Stk	- (STOPFHEUSE)	-	-
14	4	Stk	(07984_04_012_ST)	-	Stahl
15	4	Stk	(07984_05_020_ST)	-	Stahl
16	4	Stk	(0555_04_ST)	-	Stahl altg.
17	8	Stk	(0555_05_ST)	-	Stahl altg.
18	12	Stk	(0555_06_ST)	-	Stahl altg.
19	4	Stk	(0561_06_016_ST)	-	Stahl altg.
20	4	Stk	(04921_05_016_ST)	-	Stahl altg.
21	8	Stk	(0988_P_006_012_100_ST)	-	Stahl altg.
22	4	Stk	(07640-06)	-	-
23	1	Stk	(LINEARLEIFZUSU)	-	-

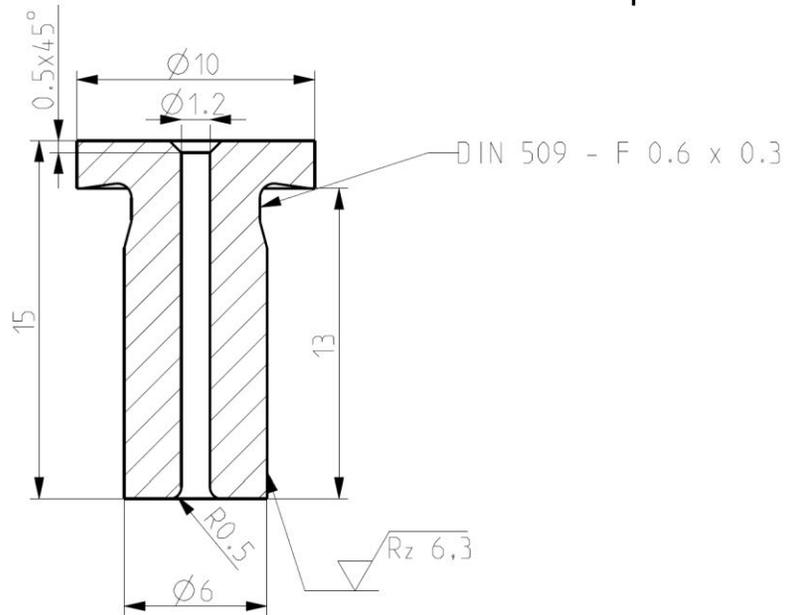
Prozessname Bachelorthesis	Selektor SS24	Erstellt durch Diana Huck	Genehmigt von -
Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg Hamburg University of Applied Sciences		Modulname (Modultitel) / Zeichnungsname KONZEPTENTWURF (ASSEMB) KONZEPTENTWURF_AKTUELL	Dokumententwurf freigegeben
Titel: Zusammenfassung Konzeptentwurf_Aktuell		Aut. A	Version 19.04.24
		Spr. de	Blatt 1/1



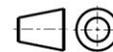
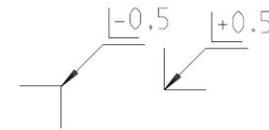
(Rz 6,3)

unbemaßte Werkstückkanten
 DIN EN ISO 13715

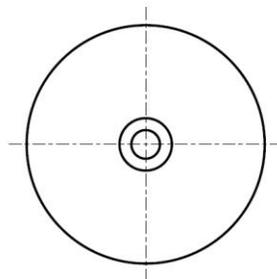
Modulname Bachelorthesis	Semester SS24	Erstellt durch Diana Huck (Diana Huck: HAW)	Genehmigt von -	A4	
Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg <i>Hamburg University of Applied Sciences</i>		Modellname (Modelltyp) / Zeichnungsname PLATTE_DECKE_KE (PART) PLATTE_DECKE_KE		Dokumentenstatus Wird bearbeitet	
		Titel, Zusätzlicher Titel platte_decke_ke		PLATTE_DECKE_KE	
		Änd.	Ausgabedatum	Spr.	Blatt
		-	19.04.24	de	1/1



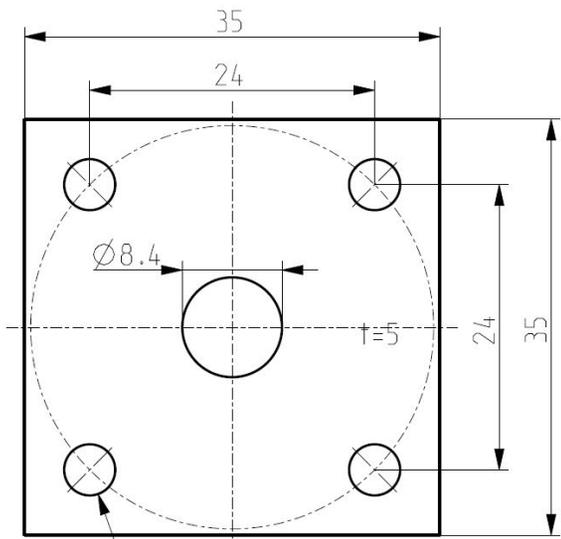
unbemaßte Werkstückkanten DIN 6784



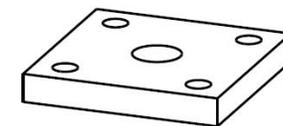
Allgemeintoleranz ISO 2768-m
Maßstab 4:1



Modulname Bachelorthesis	Laborgruppe SS24	Erstellt durch Diana Huck	Genehmigt von -	
<p>Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg Hamburg University of Applied Sciences</p>		Modellname (Modelltyp) / Zeichnungsname FADENAUFNAHME2 (PART) FADENAUFNAHME2		Dokumentenstatus freigegeben
		Titel, Zusätzlicher Titel -		-
Änd. A	Ausgabedatum 11.04.24	Spr. de	Blatt 1/1	



4xDurchgangsbohrungen $\varnothing 4.3$

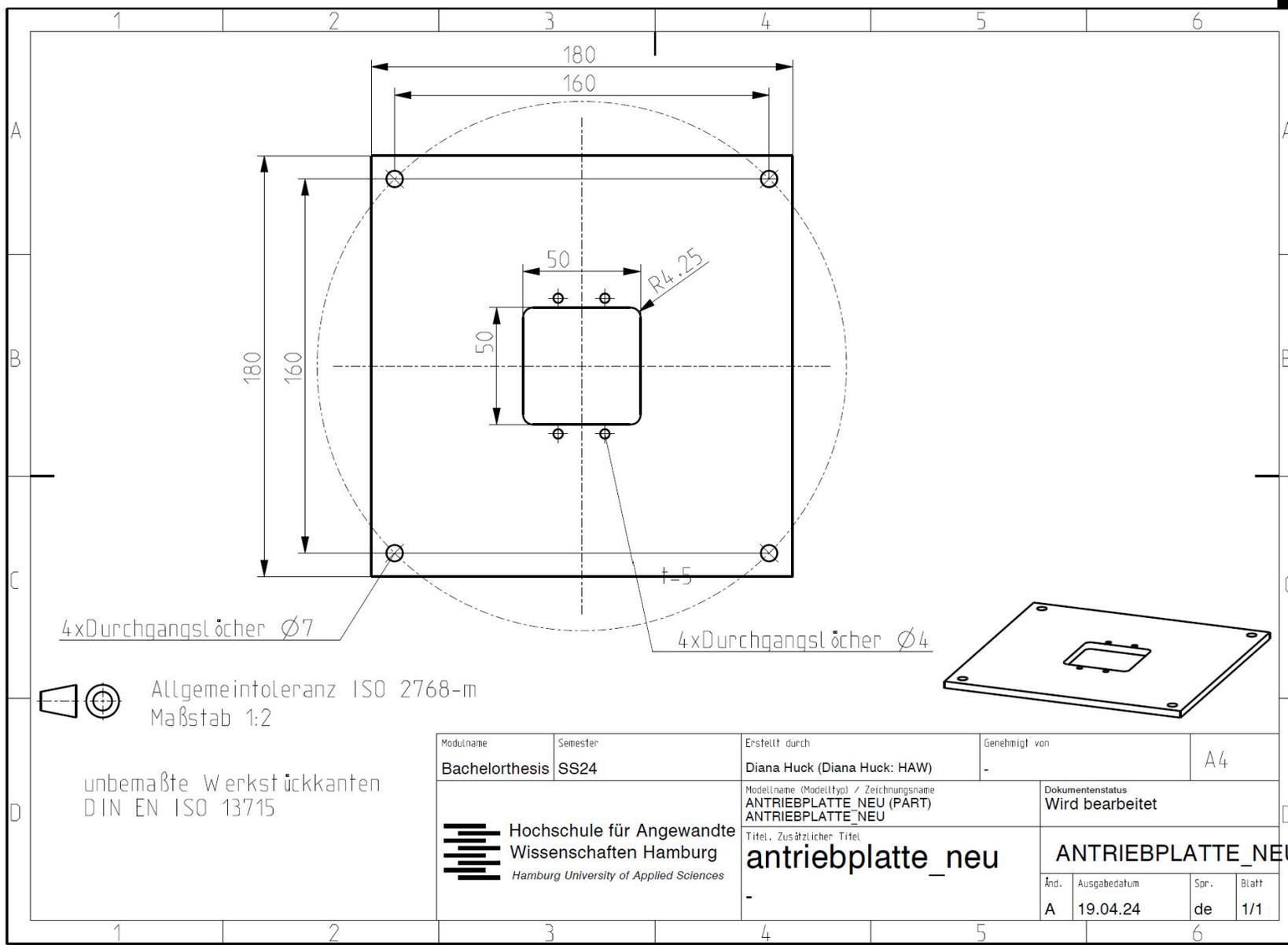


unbemaßte Werkstückkanten
DIN EN ISO 13715



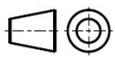
Allgemeintoleranz ISO 2768-m
Maßstab 2:1

Modulname Bachelorthesis	Semester SS24	Erstellt durch Diana Huck (Diana Huck: HAW) Diana Huck	Genehmigt von A4		
 Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg Hamburg University of Applied Sciences		Modellname (ModelTyp) / Zeichnungsname ANTRIEBAUSCHRAUBPLATTE (PART) ANTRIEBAUSCHRAUBPLATTE	Dokumentenstatus Wird bearbeitet		
		Titel, Zusätzlicher Titel Antriebaufschraubplatte 19245247			
		Änd.	Ausgabedatum	Spr.	Blatt
		-	A	19.04.24	de 1/1



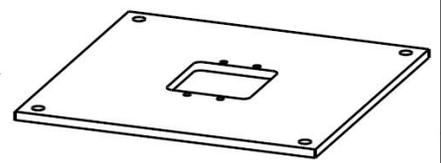
4xDurchgangslöcher $\varnothing 7$

4xDurchgangslöcher $\varnothing 4$

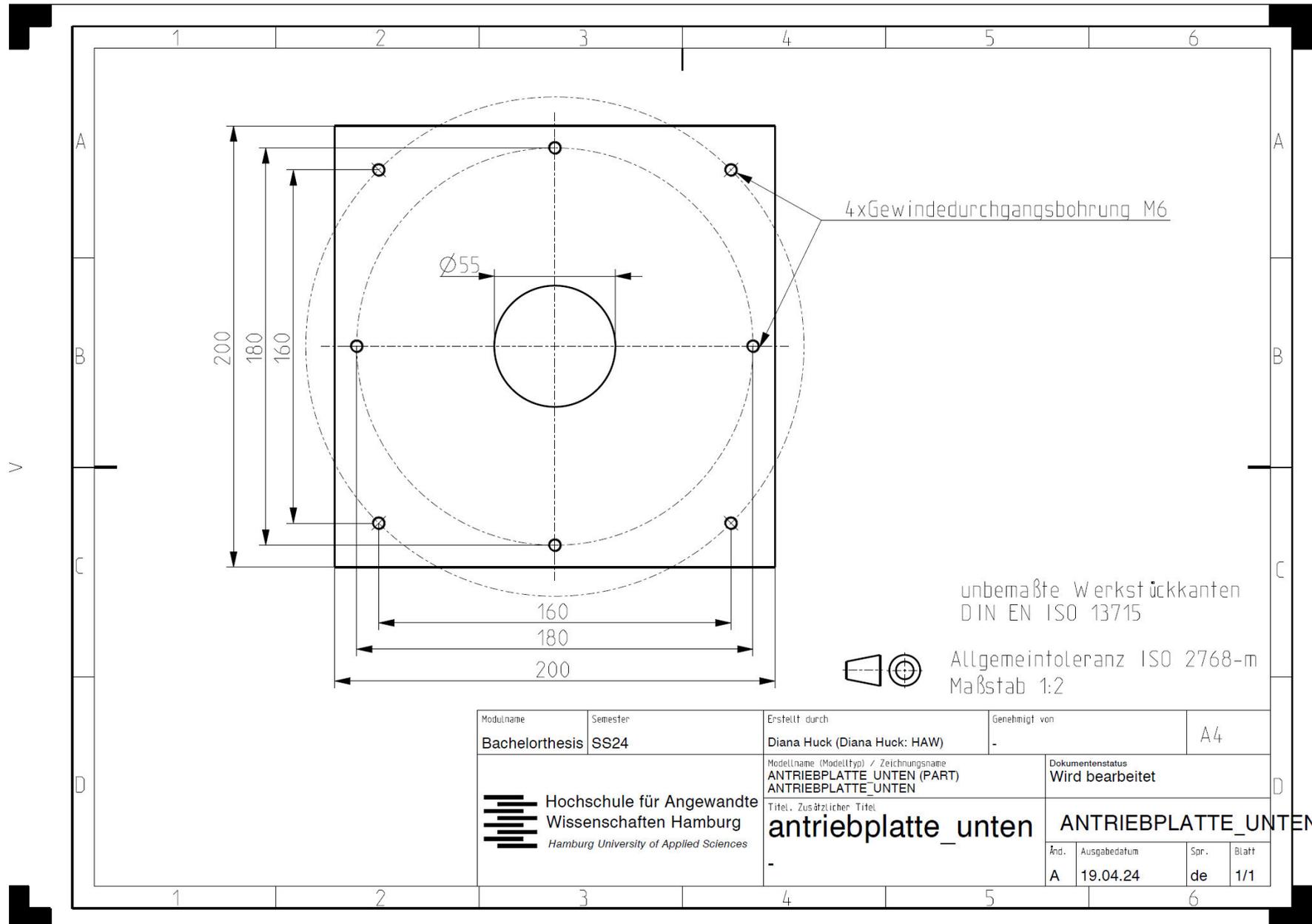


Allgemeintoleranz ISO 2768-m
Maßstab 1:2

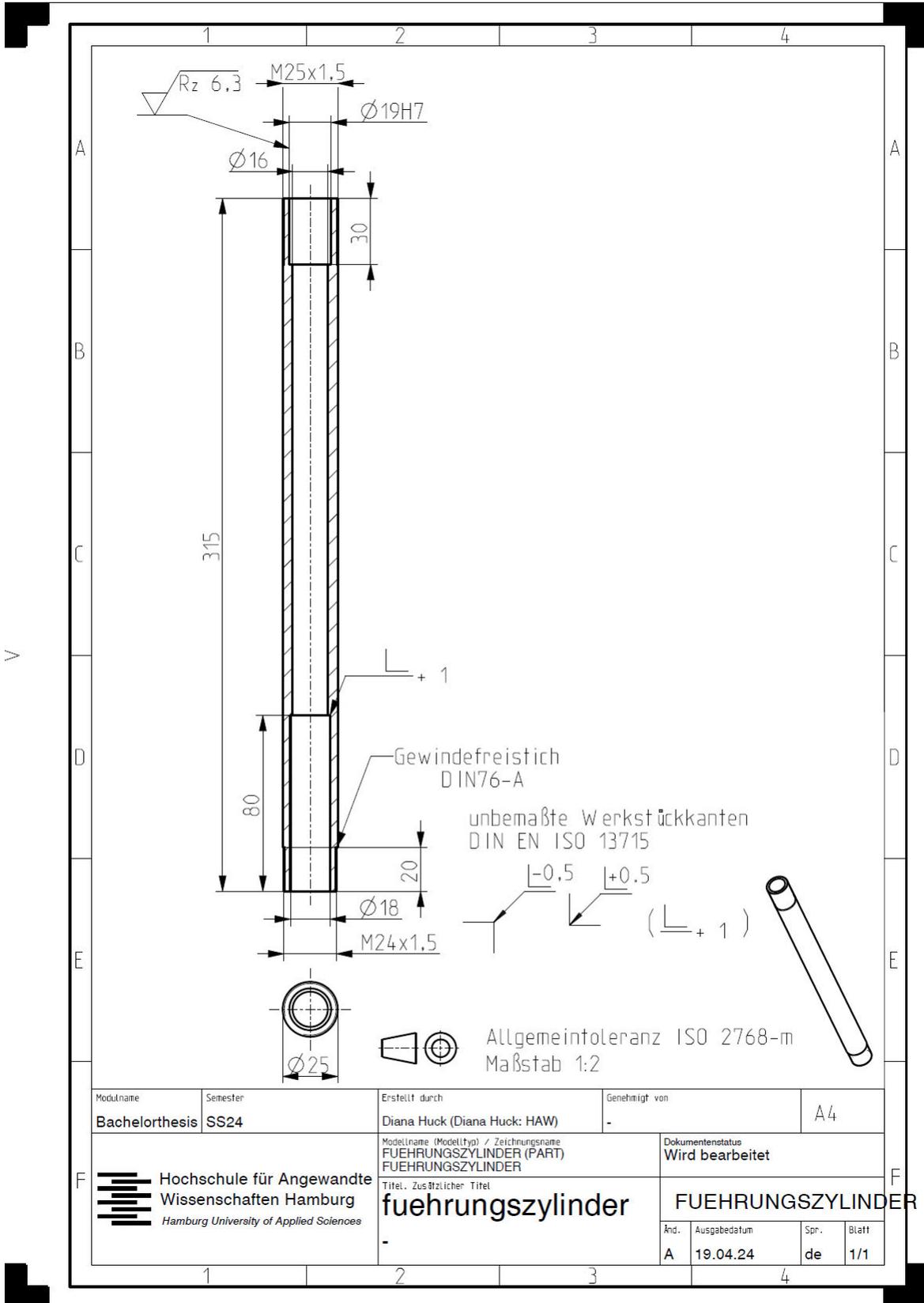
unbemaßte Werkstückkanten
DIN EN ISO 13715



Modulname	Semester	Erstellt durch	Genehmigt von	A4
Bachelorthesis	SS24	Diana Huck (Diana Huck: HAW)	-	
Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg Hamburg University of Applied Sciences		Modellname (Modelltyp) / Zeichnungsname	Dokumentenstatus	
		ANTRIEBSPLATTE_NEU (PART) ANTRIEBSPLATTE_NEU	Wird bearbeitet	
		Titel, Zusätzlicher Titel		ANTRIEBSPLATTE_NEU
		-		Änd. Ausgabedatum Spr. Blatt
				A 19.04.24 de 1/1



Modulname Bachelorthesis	Semester SS24	Erstellt durch Diana Huck (Diana Huck: HAW)	Genehmigt von -		A4
 Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg Hamburg University of Applied Sciences		Modellname (Modelltyp) / Zeichnungsname ANTRIEBSPLATTE_UNTEN (PART) ANTRIEBSPLATTE_UNTEN		Dokumentenstatus Wird bearbeitet	
		Titel, Zusätzlicher Titel antriebsplatte_unten		ANTRIEBSPLATTE_UNTEN	
		Änd. A	Ausgabedatum 19.04.24	Spr. de	Blatt 1/1



Modulname	Semester	Erstellt durch	Genehmigt von	A4
Bachelorthesis	SS24	Diana Huck (Diana Huck: HAW)	-	
 Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg <i>Hamburg University of Applied Sciences</i>	Modellname (Modelltyp) / Zeichnungsname FUEHRUNGSZYLINDER (PART) FUEHRUNGSZYLINDER		Dokumentenstatus Wird bearbeitet	
	Titel, Zusätzlicher Titel fuehrungszylinder		FUEHRUNGSZYLINDER	
	Änd.	Ausgabedatum	Spr.	Blatt
	A	19.04.24	de	1/1



Erklärung zur selbstständigen Bearbeitung einer Abschlussarbeit

Gemäß der Allgemeinen Prüfungs- und Studienordnung ist zusammen mit der Abschlussarbeit eine schriftliche Erklärung abzugeben, in der der Studierende bestätigt, dass die Abschlussarbeit „– bei einer Gruppenarbeit die entsprechend gekennzeichneten Teile der Arbeit [(§ 18 Abs. 1 APSO-TI-BM bzw. § 21 Abs. 1 APSO-INGI)] – ohne fremde Hilfe selbständig verfasst und nur die angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt wurden. Wörtlich oder dem Sinn nach aus anderen Werken entnommene Stellen sind unter Angabe der Quellen kenntlich zu machen.“

Quelle: § 16 Abs. 5 APSO-TI-BM bzw. § 15 Abs. 6 APSO-INGI

Dieses Blatt, mit der folgenden Erklärung, ist nach Fertigstellung der Abschlussarbeit durch den Studierenden auszufüllen und jeweils mit Originalunterschrift als letztes Blatt in das Prüfungsexemplar der Abschlussarbeit einzubinden.

Eine unrichtig abgegebene Erklärung kann -auch nachträglich- zur Ungültigkeit des Studienabschlusses führen.

Erklärung zur selbstständigen Bearbeitung der Arbeit

Hiermit versichere ich,

Name:

Vorname:

dass ich die vorliegende bzw. bei einer Gruppenarbeit die entsprechend gekennzeichneten Teile der Arbeit – mit dem Thema:

ohne fremde Hilfe selbständig verfasst und nur die angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt habe. Wörtlich oder dem Sinn nach aus anderen Werken entnommene Stellen sind unter Angabe der Quellen kenntlich gemacht.

- die folgende Aussage ist bei Gruppenarbeiten auszufüllen und entfällt bei Einzelarbeiten -

Die Kennzeichnung der von mir erstellten und verantworteten Teile der ist erfolgt durch:

Ort

Datum

Unterschrift im Original